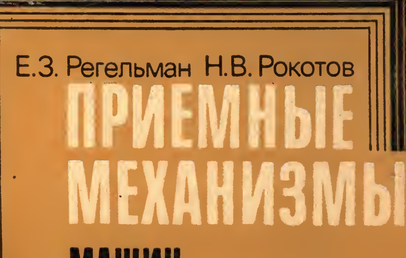


Е.З. Регельман Н.В. Рокотов

ПРИЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

МАШИН ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ХИМИЧЕСКИХ ВОЛОКОН



Издательство
Ленинградского
университета

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКСТИЛЬНОЙ
И ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ имени С. М. КИРОВА

Е. З. РЕГЕЛЬМАН, Н.В. РОКОТОВ

ПРИЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ МАШИН ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ХИМИЧЕСКИХ ВОЛОКОН

Под редакцией проф. *Е. З. Регельмана*



ЛЕНИНГРАД
ИЗДАТЕЛЬСТВО
ЛЕНИНГРАДСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
1988

Р е ц е н з е н т ы: д-р техн. наук Н.М.Вальшиков (Ленингр. ин-т текстильной и легкой пром-сти им. С.М.Кирова), канд. техн. наук В.Н.Козлов (Ленингр. машиностроит. об-ние им. К.Маркса)

УДК 677.051.128+677.021.128

Р е г е л ь м а н Е.З., Р о к о т о в Н.В.

Приемные механизмы машин для производства химических волокон / Под ред. Е.З.Регельмана. - Л.: Издательство Ленинградского университета. 1988. - 248 с.

ISBN 5-288-00091-3

В книге излагается современное состояние проблемы приема химических нитей на бобину цилиндрической формы крестовой намотки, а также укладка жгута в контейнер большой вместимости.

Определяется влияние формы переходных кривых раскладчиков на характер расположения нити на бобине, равномерность намотки, неравномерность распределения волокна в теле паковки. Находится динамическая составляющая натяжения нити при наматывании, определяется возможность уменьшения ее колебаний.

Рассматриваются кинематика и динамика раскладочных механизмов, динамические нагрузки, действующие на нитеводитель. Разрабатываются математические модели высокоскоростных веретен и бобинодержателей. Предлагается методика расчета жгутоукладчиков, решается проблема получения равномерной укладки жгута.

Книга предназначена для студентов и аспирантов, изучающих курс расчета и конструирования машин текстильной промышленности, а также для инженеров, занимающихся проектированием и эксплуатацией оборудования для производства химических волокон.

Библиогр. 34 назв. Табл. 11. Ил. 117.

Р $\frac{3102020000 - 038}{076(02) - 88}$ 98-88

ISBN 5-288-00091-3



ПРЕДИСЛОВИЕ

Увеличение объема производства химических волокон и нитей в СССР, а также создание новых видов химических волокон с различными ценными физико-механическими свойствами имеют исключительно важное значение для дальнейшего развития отраслей народного хозяйства и наиболее полного удовлетворения растущих потребностей населения.

Для выпуска высококачественной продукции и расширения ассортимента промышленность химических волокон ведет большую работу по созданию новых производственных цехов и заводов, оснащенных высокопроизводительными машинами, и реконструкции существующих с модернизацией старого оборудования или заменой его на новое. Совместными усилиями специалистов различных отраслей промышленности (химиков, технологов, машиностроителей) создаются новые машины, способные совмещать технологические процессы, позволяющие повысить производительность труда и существенно снизить затраты на производство волокна.

Основным направлением при создании современных технологических процессов и оборудования для получения синтетических нитей в настоящее время является совмещение ряда технологических операций, таких, как формование и вытягивание, формование, вытягивание и текстурирование.

При разработке оборудования для реализации этих технологических процессов основную трудность представляет проектирование приемно-намоточных механизмов, скорости работы которых возрастают до 80-100 м/с.

Обеспечение надежной работы механизмов на таких высоких скоростях требует решения ряда сложных научно-технических задач.

Наряду с увеличением скорости, совмещением операций, увеличением массы паковок главным фактором повышения производительности и улучшения условий труда на предприятиях по производству химических волокон и нитей является механизация трудоемких операций. В проектах вновь создаваемого оборудования, как

правило, должны быть отражены технические решения по автоматизации и механизации трудоемких операций, внедрение роботов и манипуляторов.

Интенсификация процесса получения синтетических нитей может идти по двум направлениям. Первое сохраняет современную технологическую цепочку получения синтетических нитей и предусматривает наличие крутильно-вытяжного перехода, второе исключает этот трудоемкий переход, оснащенный сложным оборудованием.

Интенсификация процесса по первому направлению состоит в увеличении скорости формования и вытягивания нити, многониточном формовании на одном рабочем месте, увеличении массы паковки, механизации и автоматизации процесса съема наработанных паковок, увеличении надежности и долговечности оборудования.

Второе направление характеризуется совмещением формования и вытягивания на одной машине для получения полностью ориентированных волокон. Этот путь также предусматривает многониточное формование, надежность и долговечность оборудования, обеспечивающие высокие технико-экономические показатели процесса.

Оба направления могут быть осуществлены при тщательной отработке технологического процесса, а также создании прогрессивного оборудования, что потребует решения ряда научных и технических задач.

Особая трудность заключается в создании приемного механизма, способного формировать паковки на высокой скорости. В этой книге рассмотрены принципы конструирования и предложена методика расчета указанных механизмов.

Глава 1

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ НАМОТОЧНЫХ И УКЛАДОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ МАШИН ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ХИМИЧЕСКИХ ВОЛОКОН И НИТЕЙ

За последнее время в промышленности, производящей синтетические волокна, скорость выпуска нитей, жгутов возросла до 4000–6000 м/мин. Чем больше скорость приема нити, тем больше трудностей приходится преодолевать конструктору и тем дороже обходится создание приемного устройства.

В настоящее время находят применение два основных типа приемных устройств: намоточные с приемкой нити на бобину и укладочные, принимающие жгут из нитей в контейнер. Эти устройства принципиально отличаются друг от друга. В намоточном устройстве накапливаемая масса нити вращается с окружной скоростью, равной скорости выпуска нити. В укладочном устройстве скорость перемещения механизма распределения жгута по площади контейнера или самого контейнера существенно меньше скорости выпуска жгута (от 0,005 до 0,01 скорости выпуска).

В намоточном устройстве нить должна наматываться с постоянным или изменяющимся по определенному закону натяжением. В укладочном устройстве натяжение жгута, поступающего в контейнер, практически равно нулю и не контролируется в процессе укладки.

Эти принципиальные различия определяют преимущества и недостатки рассматриваемых устройств. В намоточном устройстве получают паковки массой до 35–40 кг. Укладочные устройства позволяют накапливать в контейнере практически неограниченную массу волокна.

Относительно небольшие массы паковок обусловливают необходимость частого съема продукции при минимуме отходов, поэтому современные намоточные устройства снабжаются прецизионными быстродействующими автоматами перезаправки. В укладочном устройстве смена контейнеров производится реже, и к механизму пе-

резаправки не предъявляются жесткие требования по точности взаимодействия элементов, как в намоточных устройствах.

В намоточных устройствах для получения нужной формы и структуры намотки имеются дополнительные узлы, отсутствующие в укладочных устройствах. Это фрикционные цилиндры или системы автоматического регулирования натяжения нити при бесфрикционном наматывании, а также раскладочные механизмы, работа которых сопряжена с большими инерционными нагрузками и повышенным уровнем шума.

В массе волокна, свободно, без натяжения, уложенного в контейнер, могут беспрепятственно происходить релаксационные процессы. Релаксация нити в паковке, полученной в намоточном устройстве, приводит к перераспределению внутреннего давления, что может вызывать ее разрушение и ухудшение качества.

Паковки, сформированные в намоточном устройстве, имеют высокую плотность (0,75–0,85 г/см^3). Упорядоченное под натяжением расположение нити на паковке позволяет сматывать с нее нить с высокой скоростью при последующей переработке. Волокно, уложенное в контейнер, имеет относительно невысокую плотность (0,2–0,4 г/см^3) и склонность к перепутыванию элементарных нитей.

В результате намоточные устройства применяются в производстве синтетических нитей текстильного (1,5–20 текс) и технического (свыше 20 текс) ассортимента. Укладочные устройства используются в производстве штапельного волокна, когда сформированные из расплава нити со многих рабочих мест соединяются друг с другом и в виде жгута (3000–100 000 текс) укладываются в контейнеры.

Рассмотрим механизмы приемных устройств, при создании которых встречаются наибольшие трудности.

1.1. Обзор и классификация конструкций высокоскоростных нитераскладочных механизмов

Конструкция нитераскладочных механизмов зависит от конкретных условий работы: физико-механических свойств наматываемой нити, скорости наматывания, длины, формы и структуры паковки. Это обусловливает большое разнообразие конструктивного оформления механизмов, возможность оптимального использования их для определенных, наперед заданных условий работы. Несмотря на множество конструкций нитераскладочных механизмов, применяемых

в различных областях производства и переработки химических и натуральных волокон, можно провести их классификацию по некоторым признакам.

1. В зависимости от кинематических и геометрических параметров:

а) скорости раскладки: тихоходные - со скоростью до 0,1 м/с (механизмы раскладки нити на фланцевые катушки, механизмы, устраняющие ленточную и жгутовую намотки, механизмы раскладки ровницы, жгутика и т.п.); скоростные - 0,1-1,0 м/с (механизмы раскладки нити на машинах формования химических волокон, крутильно-вытяжных и крутильных машинах, безверетенных прядильных и т.п.); высокоскоростные - свыше 1 м/с (раскладчики нити машин для формования синтетических волокон, стеклопрядильных агрегатов и т.п.);

б) длины хода нитеводителя: с малым ходом - до 0,05 м; с большим - 0,05-0,2 м и более.

2. В зависимости от закона перемещения нити при ее раскладке:

а) механизмы, обеспечивающие необходимый закон перемещения нити (застилистая намотка; прецизионная точная сомкнутая крестовая; то же зигзагообразная; прецизионная точная разомкнутая зигзагообразная);

б) механизмы, раскладывающие нить на паковке по неопределенному закону (механизмы, устраняющие ленточную и жгутовую намотки).

3. В зависимости от наличия или отсутствия поступательно движущихся деталей:

а) инерционные раскладочные механизмы;

б) безынерционные;

в) комбинированные (состоящие из инерционного и безынерционного механизмов).

4. В зависимости от сложности конструктивного исполнения:

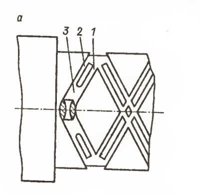
а) многозвенные механизмы (кулачковые, кулисные, рычажно-кулачковые, с механической коррекцией движения нитеводителя, ременные, цепные, роликовые, шарнирные и т.п.);

б) механизмы, состоящие из одной движущейся детали, непосредственно раскладывающей нить.

Из всего многообразия нитераскладочных механизмов рассмотрим только те, которые могут обеспечить получение паковки при большой скорости приема нити и могут быть использованы или используются в настоящее время в промышленности. При этом основное внимание уделяется конструктивным особенностям различных механизмов.

Инерционные нитераскладочные механизмы. Широкое распространение получили кулачковые раскладочные механизмы, основой которых является пространственный кулачок. В паз последнего входит ролик, связанный с ползушкой, несущей нитеводитель.

Основным препятствием для увеличения скорости раскладки нити при помощи такого нитераскладчика является возрастание нагрузок, действующих на нитеводитель в моменты реверса. Для уменьшения этих нагрузок используются различные средства. Наиболее распространенным и исследованным из них является выполнение профиля паза кулачка (винтового барабанчика) по различным законам (гармонический, полиномный различных степеней и др.) на участке сопряжения канавок противоположных направлений. Уменьшение динамических нагрузок достигается также путем уменьшения масс движущихся деталей, увеличения податливости подвижной системы. (В отечественных машинах марки КЭ-200-И7 предусмотрено крепление пальца ролика в резиновой обойме, что уменьшает ударную нагрузку вследствие увеличения податливости.)



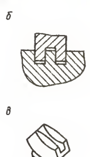


Рис.1.

Особого внимания заслуживает раскладочный механизм машины МФ-600-КШ, в котором для уменьшения износа профиля паза на переходных участках и лодочки применена лодочка специального профиля (рис.1,*в*). На участке винтового барабанчика, обеспечивающем прямолинейное движение нитеводителя, нарезано два параллельных паза *1* и *2* (рис.1,*а*). На переходных участках эти пазы совмещаются в один паз *3*, ширина которого равна ширине обоих пазов и выступа между ними. Боковая поверхность лодочки выполнена приближенной к профилю закругления паза. При движении по прямолинейному участку профиля (рис.1,*б*) две чечевички нижней части лодочки охватывают выступ между двумя пазами барабанчика. На переходных участках с поверхностью паза контактирует поверхность лодочки. Так как профиль боковой поверхности лодочки почти не отличается от профиля закругления паза на переходном участке, то контакт осуществляется почти по всей поверхности лодочки. Это значительно уменьшает контактные напряжения и износ лодочки и паза.

Величина инерционных нагрузок в кулачковом механизме зависит от плавности изменения направления движения нитеводителя, а также от времени, в течение которого оно происходит. В некоторых случаях для увеличения скорости раскладки изменяют направление движения за время, большее, чем допустимое по технологическим соображениям. Чтобы избежать при этом значительного уплотнения на краях паковки, нитеводитель закрепляется не по центру лодочки, а на некотором плече, что обеспечивает ускоренный подход нити к краю паковки, способствуя его разуплотнению.

В конструкции, представленной на рис.2,*а*, нитеводитель закреплен на торцевой стороне ползушки таким образом, что он выходит из ползушки, и ориентирован против направления вращения барабанчика. Предлагаемое устройство [14] позволяет осуществить равномерное наматывание синтетических нитей при скорости их движения до 100 м/с. Устройство состоит из раскладчика *1* (рис. 2,*б*), фрикционного цилиндра *2*, паковки *13*. Раскладчик содержит барабанчик *4*, в винтовых канавках *5* которого перемещается ползушка *6* с нитеводителем *7*. Барабанчик вращается в корпусе *8* и получает вращение от электродвигателя *9* через передачу *10*. На оси *11* закреплен патрон *12*, на который наматывается нить *3*. Ось *11* может поворачиваться относительно оси *15* с помощью рычага *14*.

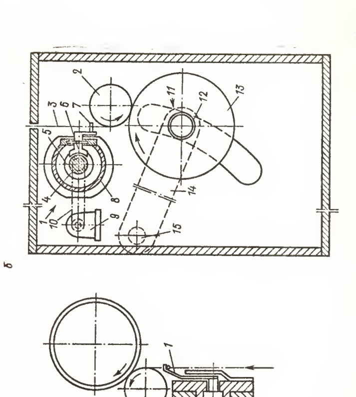


Рис.2.

Вращение паковки *13* обеспечивается, с одной стороны, фрикционным цилиндром *2*, а с другой - электродвигателем, частота вращения которого регулируется. Такая система в результате уменьшения трения между поверхностью паковки и фрикционным цилиндром *2* дает возможность осуществлять высококачественную намотку нити при экономном расходовании электроэнергии.

В последнее время большое внимание уделяется качеству получаемой паковки, в особенности выравниванию плотности паковки вдоль ее оси. Этого можно добиться ускоренным перемещением глазка нитеводителя к краям паковки, а также выполнением канавки барабанчика в местах реверса по определенному профилю.

При наматывании нитей линейной плотностью 100-200 текс при числе двойных ходов нитераскладчика 1000-1500 в мин наблюдаются более плотная намотка у торцов паковки (из-за возрастания натяжения нити на этих участках) и увеличение обрывности нитей. Выравнивание натяжения в данном случае может обеспечить барабанчик с винтовой канавкой для движения нитеводителя. Развертка осевой линии канавки представляет собой кривую, вогнутую с одной и выпуклую с другой стороны. Больший угол подъема винтовой линии соответствует участку перед изменением направления движения нитераскладчика, а меньший угол подъема - началу следующего хода.

Таким образом, инерционные нитераскладочные механизмы применяются для высокоскоростного приема синтетических нитей. Основной проблемой при их конструировании является уменьшение динамических нагрузок, действующих на нитеводитель при изменении им направления движения. Решение этой проблемы позволяет значительно уменьшить шум при работе механизма, а также увеличить его надежность и долговечность при достижении больших скоростей. Главным образом, усовершенствование инерционных нитераскладчиков идет по следующим направлениям:

уменьшение массы деталей, движущихся возвратно-поступательно вместе с нитью, и в связи с этим предельное упрощение конструкции нитеводителя;

выполнение переходных участков винтового паза барабанчика по специально рассчитанному профилю, обеспечивающему наименьшее значение динамических нагрузок при заданном режиме;

выбор оптимальных жесткостных характеристик деталей;

обеспечение быстрого реверса нити поворотом нитеводителя в крайних положениях при плавном реверсе самого нитеводителя;

улучшение структуры паковки и динамики нитераскладчика путем использования соответствующих законов движения нитеводителя на участке между реверсами;

изыскание возможностей для уменьшения шума нитераскладчика (подбор материалов деталей, установка амортизирующих устройств, шумопоглощающих кожухов и т.п.).

Безынерционные нитераскладочные механизмы. Отличительной особенностью безынерционных раскладчиков нити является их простота, обусловленная малым числом деталей. Они могут быть разделены на группы. Рассмотрим каждую группу в отдельности. Наибольшее распространение получили щелевые или пазовые барабанчики. Ими оснащены все мотальные машины для перемотки хлопчатобумажной пряжи. Это пластмассовые барабанчики, снабженные винтообразным замкнутым пазом, имеющим разную глубину для движения нити в одну и другую сторону. Усовершенствование механизмов идет в основном по линии уточнения профиля паза, лучшего контакта с ним нити, упрочнения рабочей поверхности раскладчика и т.д.

Такие раскладчики могут быть использованы при больших скоростях наматывания нити, однако в производстве химических нитей они не нашли широкого применения вследствие того, что нить обладает малым коэффициентом трения и может выскакивать из паза. Это ограничивает длину раскладки, разная глубина паза вызывает дополнительные динамические нагрузки на нить и, кроме того, наличие замасливателя может привести к забиванию паза.

Ко второй группе относятся раскладчики, в которых используется встречное движение одного или двух ремней или цепей. Они обеспечивают большую длину раскладки и высокие скорости.

Цепные раскладочные механизмы могут применяться с однорядными и двухрядными втулочно-роликовыми цепями.

В раскладочном механизме однорядная втулочно-роликовая цепь *6* (рис.3) охватывает направляющую *7* или две звездочки, из которых одна ведущая, а вторая натяжная. Для создания необходимого натяжения направляющая состоит из двух частей, а приводная звездочка *5* располагается снаружи цепи и вращается в двух подшипниках *9* от шкива *10*, закрепленного на валу *8*. К одному из звень-

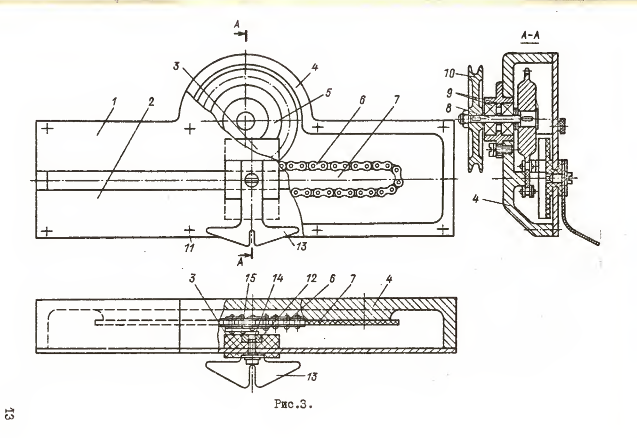


Рис.3.

ев цепи прикреплена планка *15* с пальцем *14*, на который одевается сухарик *12*, входящий в паз ползушки *3* нитеводителя *13*. Ползушка перемещается по двум направляющим: верхней *1* и нижней *2*, которые крепятся к корпусу *4* при помощи винтов *11*.

Палец *14* располагается на некотором плече по отношению к центру планки *15* или центру пластины цепи. Это обеспечивает ускоренный подход нитеводителя к крайнему положению и сокращение переходного участка. Методика расчета этого механизма приведена в главе 5.

Скорость раскладки нити может достигать 4-30 м/с, что обеспечивает скорость формования до 40-100 м/с. Однако следует отметить недостатки таких раскладчиков, которые заключаются в сложности конструкции, нарушении синхронности работы из-за вытягивания лент, а вследствие этого - наличии ударного воздействия на наматываемую нить.

К третьей группе относятся проволочные раскладчики нити, в которых нить совершает возвратно-поступательное движение, касаясь под натяжением изогнутой проволоки. Профиль проволоки, закрепленной на валике, выполнен таким образом, что в любом месте имеется составляющая натяжения, которая заставляет нить двигаться вдоль оси валика.

Однако практически получить постоянство скорости нитеводителя с мгновенным реверсом очень трудно, и это является недостатком таких механизмов. Последние широко применяются при намотке стеклянных нитей.

Четвертая группа безынерционных раскладчиков нити, по существу, является развитием проволочных раскладчиков, в которых множество проволочек заменены пространственной поверхностью [2]. Нить, касаясь этой поверхности, совершает возвратно-поступательное движение. Преимуществом пространственных нитеводителей является линейный, а не точечный контакт с поверхностью. Таким образом, уменьшаются удельные нагрузки на нить и ее обрывность.

В авторском свидетельстве [1] предложен геликоидальный нитераскладчик, *1*, образованный пересечением двух прямых конволютных поверхностей *2* и *3* (рис.4).

Кроме того, существует пространственный раскладчик, в котором две винтовые поверхности, выполненные по спирали Архимеда, смещены относительно оси вращения кулачка в продольном направлении. Этот раскладчик нити прошел всестороннее испытание

во ВНИИМСВе и показал положительные результаты. Однако длина раскладки в этом случае небольшая, а постоянство скорости раскладки зависит от многих факторов, которые в процессе намотки могут изменяться.

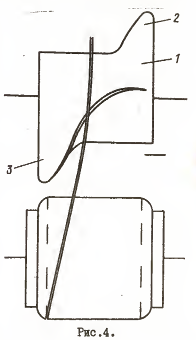


Рис.4.

К пятой группе безынерционных раскладчиков нити отнесены механизмы, в которых нить отклоняется в ту или другую сторону при помощи шпилек, лопастей и т.п., при этом скорость нити определяется проекцией скорости точки контакта нитевода на линию раскладки.

Дальнейшим развитием шпилечных раскладчиков являются крыльчатые, которые нашли применение в промышленности. Нитераскладчик, изображенный на рис.5 [22], снабжен двумя пластинчатыми нитеводителями X_1 и X_2, вращающимися с одинаковой скоростью, но в разных направлениях. Оси O_1 и O_2 вращения пластинчатых нитеводителей отстоят друг от друга на расстояние 20,7 мм, при этом пластины располагаются друг к другу под углом 90°. Длина каждой пластины 238,4 мм. На обоих концах пластинчатого нитеводителя имеются профилированные выступы A_1, которые контактируют с перематываемой нитью Y, перемещающейся возвратно-поступательно по направляющей планке S. При этом длина раскладки нити достигает 155 мм. Каждый пластинчатый нитеводитель совершает вращение соответственно по окружностям L_1 и L_2 радиусом 119,2 мм. При возвратно-поступательном перемещении нити пластинчатые нитеводители поочередно проводят нить из точки A_1 в точку A_2 по направляющей планке, при этом первым пластинчатым нитеводителем нить перемещается в правую сторону, а вторым нитеводителем - в левую. При больших скоростях раскладки нити ре-

комендуется использовать выпуклую направляющую планку, кривизна которой способствует равномерному перемещению нити из одного крайнего положения в другое. Японская фирма "Торей" выпускает крыльчатые раскладчики с тремя парами крыльев.

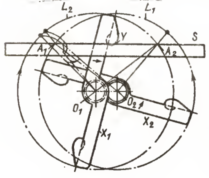


Рис.5.

Комбинированные нитераскладочные механизмы. Комбинированные раскладочные механизмы, как правило, состоят из инерционного и безынерционного механизмов, причем второй – пазовый или щелевой барабанчик – непосредственно раскладывает нить на бобине, а первый – кулачковый с нитеводителем – направляет нить в паз барабанчика.

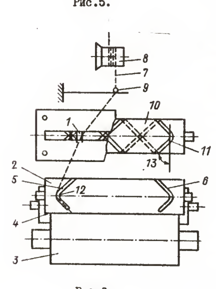


Рис.6.

Западногерманской фирмой "Бармаг" [21] освоен раскладчик нити, обеспечивающий прием нити со скоростью 50-100 м/с (рис.6). Первый нитераскладчик *1* выполнен в виде пространственного кулачкового механизма с нитеводителем, совершающим возвратно-поступательное движение. Нить *7* с питающего устройства *8* через глазок *9* подается нитераскладчиком *1* на второй нитераскладчик *2*, который выполнен в виде вращающегося барабанчика с направляющими канавками *5* и *6* на концах. Нить наматывается на паковку *3*, приводимую во вращение от фрикционного цилиндра *4*. Для предотвращения соскальзывания витков нити на концах паковки па-

зы на краях барабанчиков (*12, 13*) выполнены с бóльшими углами, чем в средней части (*10*). Закругления паза *11* на раскладчике *1* сделаны с большим радиусом. Это уменьшает инерционные нагрузки, не влияя на форму торцов паковки, которые определяются движением нити от безынерционного раскладчика *2*.

Для высокоскоростного наматывания синтетических нитей с учетом традиций, возможностей изготовления и совершенствования наиболее целесообразным является применение комбинированного нитераскладочного механизма. Этот механизм был использован в приемно-намоточной части машины для производства синтетической текстурированной нити коврового ассортимента НВ-3-КЖЭ.

Комбинированный нитераскладочный механизм, сочетая в себе элементы инерционного и безынерционного нитераскладчиков, обладает достоинствами механизмов того и другого типов и позволяет за счет некоторого усложнения конструкции получить следующие преимущества:

выполнение закона сопряжения винтовых канавок противоположных направлений по более плавной кривой обеспечивает уменьшение динамических нагрузок, действующих на нитеводитель, вследствие чего увеличивается надежность и долговечность работы механизма и снижается его шум;

путем подбора оптимального профиля паза на пазовом барабане, раскладывающем нить, можно добиться наилучших условий для формирования паковки;

изменением скорости пазового барабана, которая может быть больше или меньше скорости движения нити, можно обеспечить различное соотношение между намоточным натяжением нити и натяжением до входа ее в канавку пазового барабана;

выполнение паза пазового барабана с переменной глубиной позволяет существенно уменьшить колебания натяжения нити при наматывании, вызванные движением нитеводителя;

пазовый барабан может быть одновременно использован как фрикционный цилиндр для привода паковки.

1.2. Веретена, центрифуги, бобинодержатели

Работоспособность приемно-намоточного механизма, особенно при больших скоростях, во многом определяют конструкции бобинодержателей и веретен. При увеличении скорости вращения воз-

растают динамические нагрузки на подшипники, что приводит к выходу их из строя.

В промышленности химических волокон широко применяются электроверетена и электроцентрифуги. Электроверетена - это трехфазный асинхронный электродвигатель в закрытом исполнении с вертикальным шпинделем и короткозамкнутым ротором, который крепится к неподвижному или совершающему возвратно-поступательное движение брусу.

В настоящее время в промышленности эксплуатируются электроцентрифуги ЭВ-3М для производства вискозной текстильной нити, электроверетена типа ЭВА-1 для работы на прядильных машинах ПА-240-И в производстве ацетатной текстильной нити, электроверетена типа ЭВН-2 с обращенным электродвигателем и невращающимся шпинделем, установленные на машинах типа ПНШ-180-И2С для получения вискозной текстильной нити по непрерывному способу с неполной отделкой.

Электроверетено ЭВН-2 стало базовым, на его основе создан ряд новых конструкций с максимальной унификацией узлов и деталей: электроверетено ЭВА-2, предназначенное для установки на машинах формования ацетатной и триацетатной текстильной нити; электроверетено ЭВК-4 для машин формования вискозного и капронового корда ПНС-300 и ПН-180-И; электроверетено ЭВК-5 для работы на английских машинах формования высокопрочного вискозного корда.

Винницкий электротехнический завод также выпускает электроверетено КВН-1 для установки на машинах по производству полиакрилнитрильной нити. Это вероятно имеет уменьшенный габарит и предназначено для приема нити массой до 1 кг.

Все веретена с обращаемым ротором применяются для работы в тяжелых условиях: температура окружающей среды 15-45°С и относительная влажность до 95%. Основные технические характеристики электроверетен с обращаемым электродвигателем и невращающимся шпинделем приведены в табл.1, где для сравнения представлены данные импортных веретен JVt-1604 и JVt-1604В.

Большую роль в качественной работе приемно-намоточных механизмов играют бобинодержатели. Прежде всего бобинодержатели различаются по их размещению относительно машины: некоторые расположены вдоль ее оси, но в последнее время большинство конст-

Таблица 1

Тип электро-веретена	Основные параметры							
	Частота тока, Гц	Скорость вращения, мин$^{-1}$	Напряжение, В	Потребляемая мощность, Вт	cos φ	Потребляемый ток, А	Двойная амплитуда колебаний, мм	Масса, кг
JVt-1604	133	7400	80	44,5	0,4	0,85	0,2	6,2
JVt-1604B	50	3000	100	40,0	0,28	0,74	0,3	5,3
ЭВА-1	133	8000	80	50,0	0,4	1,0	0,2	7,4
ЭВА-2	133	8000	80	120,0	0,7	1,0	0,2	4,8
ЭВН-2	133	8000	100	120,0	0,7	1,0	0,2	4,7
ЭВК-4	50	3000	127	40,0	0,4	0,7	0,4	4,8
ЭВК-5	50	3000	110	50,0	0,4	0,45	0,4	5,0
КВН-1	50	3000	127	15,0	0,4	0,2	0,3	2,2
ЭВН-1	133	8000	80	50,0	0,45	1,0	0,4	6,7

рукций предусматривает перпендикулярное расположение оси бобинодержателя по отношению к оси машины. Это обеспечивает максимальное удобство обслуживания, а также возможность применения манипуляторов для съема паковки и одевания пустых патронов.

Различают бобинодержатели по их креплению к раме машины: маятникового типа, с кареткой поступательного движения и с четырехзвенной подвеской. Обычно в механизмах маятникового типа и четырехзвенного типа фрикционный цилиндр неподвижен, а перемещается нарабатываемая бобина. В механизмах с кареткой поступательного движения паковка неподвижна.

Бобинодержатели маятникового типа отличаются простотой конструкции. В этом случае бобинодержатель крепится к рычагу, который может поворачиваться относительно оси, прижимаясь к фрикционному цилиндру под действием собственного веса или веса дополнительного груза, закрепленного на втором рычаге. Усилие прижима может регулироваться изменением массы груза или положением рычага относительно оси вращения. В механизмах с кареткой поступательного движения перемещение фрикционного цилиндра (или

бобины) может осуществляться по горизонтальным, вертикальным или наклонным направляющим.

В настоящее время наблюдается довольно широкое применение механизмов с кареткой, перемещающейся по вертикальным направляющим. Это в значительной степени сокращает шаг между рабочими местами по фронту машины и способствует увеличению производительности оборудования.

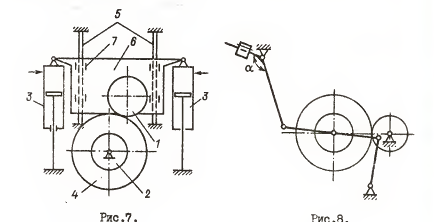


Рис.7. Рис.8.

Такая конструкция дана на рис. 7. Эта машина предназначена для совмещенного процесса формования, вытягивания и пневмотекстурирования коврового жгутика. Каретка *6* (рис.7) с фрикционным цилиндром *1* при формировании паковок *4* движется по вертикальным направляющим *5*. Для уменьшения силы трения при перемещении каретки по направляющим используются подшипники скольжения *7*.

Масса каретки со всеми установленными на ней узлами уравновешивается двумя пневмоцилиндрами *3*. Значение усилия прижима фрикционного цилиндра к паковке определяется как разность между силой тяжести каретки и подъемной силой, создаваемой цилиндрами *3*. Подъемная сила регулируется изменением давления воздуха в цилиндрах. Для поддержания усилия прижима с высокой точностью нужно обеспечить минимальную силу трения не только в

подшипниках поступательного движения *7*, но и в пневмоцилиндрах *3*. Для этого в механизмах машины НВ-3-КЖЭ применены поршни специальной конструкции с фторопластовым уплотнителем.

Кроме вопросов, связанных о уменьшением силы трения, необходимо также с высокой точностью обеспечить поддержание давления в пневмоцилиндрах. Так, при массе каретки о установленными на ней механизмами (фрикционный цилиндр с приводом, раскладочное устройство, механизм автоматической перезаправки) 280 кг и диаметре пневмоцилиндров 0,1 м необходимая точность поддержания давления воздуха составляет ±1000 Па.

К третьему типу крепления бобинодержателей следует отнести также устройства, в которых бобинодержатель с паковкой размещен на одном из звеньев шарнирного четырехзвенника (рис.8). Такое крепление обеспечивает практически прямолинейное перемещение оси бобинодержателя по мере увеличения диаметра паковки. Таким образом, открывается возможность наматывания бобин большого диаметра.

Бобинодержатели различаются также по опособу их привода во вращение:

1) устройства фрикционного типа, в которых вращение паковке сообщается за счет фрикционного контакта ее о фрикционным цилиндром, а постоянство линейной окружной скорости паковки обеспечивается благодаря постоянству окружной скорости этого цилиндра;

2) устройства бесфрикционного типа, в которых паковке сообщается вращение от двигателя, установленного на оси ее вращения, а постоянство окружной скорости достигается регулированием частоты вращения приводного двигателя;

3) устройства с комбинированным приводом, в которых наряду с фрикционным цилиндром, передающим вращение паковке за счет контакта, значительная часть вращающего момента передается двигателем, установленным на ее оси.

В качестве примера приведем конструкцию комбинированного привода бобинодержателя [5]. Привод бобины *6* (рис.9) осуществляется от фрикционного цилиндра *2*, приводимого во вращение синхронно-реактивным электродвигателем *1*. В этом механизме кроме основного привода бобинодержатель имеет дополнительный привод, состоящий из асинхронного или синхронно-реактивного электродви-

гателя *3*, вала бобинодержателя и торцевой индукционной магнитной муфты с центробежным регулятором зазора между полумуфтами.

Магнитная муфта состоит из двух полумуфт *8* и *9*. Ведущая полумуфта *8* жестко закреплена на приводном валу *4*, а ведомая *9* установлена неподвижно на пальцах *12* и подпружинена.

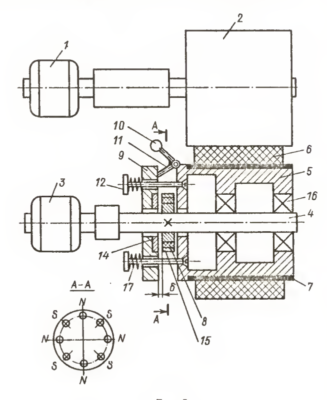


Рис.9.

На торце бобинодержателя *5* шарнирно закреплены двухплечие рычаги *10*, *11*, контактирующие одним плечом с подпружиненной полумуфтой *9*, а другим – несущие груз противовеса *10*. По торцу окружности ведущей полумуфты *8* вмонтированы постоянные магниты *15* с чередованием полюсов и замкнутым магнитопроводом. В ведомой полумуфте вмонтировано ферромагнитное кольцо *14*.

При вращении вала электродвигателя *3* через соединительную муфту вращение передается приводному валу *4*, а через него - ведущей полумуфте *8* и бобинодержателю *5* через шарикоподшипники *16*.

Разгон бобинодержателя осуществляется от основного и дополнительного приводов одновременно в два этапа. В начале первого этапа разгона бобинодержателя полумуфты *8* и *9* прижаты друг к другу под действием пружин *17* и сил магнитного притяжения. Отсутствие зазора между полумуфтами в момент пуска способствует быстрому разгону бобинодержателя с патроном *7*, так как весь крутящий момент непосредственно передается через приводной вал *4* бобинодержателю. Крутящий момент, передаваемый через магнитную муфту на этом этапе, достигает своего максимального значения. При этом максимальная скорость бобинодержателя возрастает, достигая значения, соответствующего скорости, которую должен иметь бобинодержатель при максимальном диаметре паковки в процессе наматывания нити.

В конце первого этапа двухплечие рычаги *11* расходятся наружу от оси вращения бобинодержателя под действием центробежной силы от грузов *10*, и внутренние плечи рычагов *9* отжимают подпружиненную ведомую полумуфту *9* от ведущей *8*, начиная образовывать воздушный зазор между ними. На этом первый этап разгона бобинодержателя заканчивается.

На втором этапе происходит дальнейшее увеличение скорости бобинодержателя (в основном под действием момента, создаваемого фрикционным цилиндром *2*), и в конце второго этапа разгона его угловая скорость достигает максимального значения, в результате чего между ведомой и ведущей полумуфтами устанавливается максимальный воздушный зазор. В этом случае крутящий момент, передаваемый бобинодержателю магнитной муфтой, уменьшается до минимального значения, необходимого для создания определенного натяжения нити в начальный период намотки.

В процессе наматывания нити по мере возрастания радиуса паковки происходит постепенное уменьшение угловой скорости бобинодержателя (линейная скорость приема нити остается постоянной за счет фрикционного привода), а это приводит к постепенному уменьшению центробежной силы, воздействующей на грузы *10*. Двухплечие рычаги *9* начинают сходиться к оси вращения бобинодержателя, не препятствуя перемещению ведомой полумуфты *9* по

направлению к ведущей *8* под действием пружин *17*. Таким образом, воздушный зазор между полумуфтами постепенно уменьшается, а магнитные силы, возбуждаемые между ферромагнитным кольцом *14* и постоянными магнитами *15*, при этом увеличиваются. Вращающий момент, передаваемый через магнитную муфту бобинодержателю, возрастает, компенсируя постепенное увеличение момента сопротивления. Следовательно, дополнительный привод стабилизирует натяжение нити на протяжении всего процесса наматывания.

Различия в конструкциях бобинодержателей заключаются также в консольном или двухопорном креплении бобины, в одно- и многониточном приеме нити, в упруго- и жесткоопорном креплении корпуса бобинодержателя или подшипниковых опор.

Очень важным фактором, обеспечивающим рост надежности и долговечности бобинодержателей, является уменьшение динамических нагрузок в опорах. Такого эффекта можно добиться путем уменьшения неуравновешенности роторной системы за счет повышения точности балансировки бобинодержателя и использования эффекта самоцентрирования его роторной системы в рабочем диапазоне частот. Реализовать это возможно, вводя в конструкцию ось с большой податливостью либо упругие элементы, в которых закрепляются подшипники, либо совместным использованием указанных мер. Также следует отметить перспективность применения аэродинамических и аэростатических подшипников.

В качестве примера рассмотрим бобинодержатель фирмы "Бармаг", используемый на Могилевском производственном объединении "Химволокно" (рис.10), который рассчитан на скорость приема нити до 100 м/с. Вал бобинодержателя *5* несет подшипники *3* и *7*, установленные на резиновых кольцах *4* круглого сечения, с торцов подшипники поджимаются также резиновыми упорами. Для крепления бумажного патрона *1* паковкодержатель *8* имеет специальное зажимное устройство, представляющее собой детали муфты свободного хода: ролики *9*, упоры *10* и пружины *11*. При пуске бобинодержателя от фрикционного цилиндра в направлении, показанном стрелкой, ролики зажимают патрон *1*. Наличие резиновых деталей *3*, *4* обеспечивает самоцентрирование бобинодержателя на больших скоростях вращения и плавный переход через критическую скорость. Такой бобинодержатель имеет пять степеней свободы.

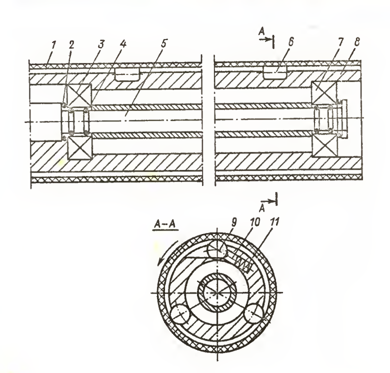


Рис.10.

1.3. Жгутоукладочные механизмы

Жгутоукладчик состоит из трех механизмов: укладчика жгута, механизма распределения жгута по площади контейнера и механизма смены контейнеров.

Укладчик транспортирует под натяжением жгут от вытяжного стана и уменьшает скорость падения жгута в контейнер. Первую операцию можно осуществить двумя гладкими дисками, прижатыми друг к другу. Скорость падения жгута в контейнер после выхода из такого укладчика равна скорости выпуска жгута. Последний состоит из множества элементарных нитей (12 000–48 000), которые сохраняют компактность благодаря замасливателю. При падении жгута может произойти потеря компактности, что приведет к перепутыванию нитей и затруднит последующую переработку.

При увеличении линейной плотности жгута и скорости выпуска сохранить компактность жгута при его падении в контейнер становится все более сложно, так как кинетическая энергия, характеризующая интенсивность соударения его с поверхностью укладки, зависит от линейной плотности и скорости жгута. Поэтому очень важным фактором возможности увеличения скорости приема жгута в контейнер является уменьшение кинетической энергии падающего жгута. Для достижения этой цели укладчик придает жгуту зигзагообразную или винтообразную форму.

Существующие конструкции жгутоукладчиков можно классифицировать по следующим укрупненным признакам:

1. Укладчики жгута в подвижные и неподвижные контейнеры: а) механические, б) механико-пневматические.

2. Механизмы распределения жгута: а) пантографного типа, б) планетарного, в) типа качающейся траверсы.

3. Механизмы смены контейнеров: а) поворотное устройство для пантографа, б) для контейнеров, в) манипуляторы и рольганги.

Согласно этой классификации можно проанализировать отдельные механизмы. При этом необходимо рассматривать укладчики жгута непосредственно с контейнерами, так как их конструкции взаимосвязаны. Так, подвижность контейнера в значительной степени упрощает конструктивное оформление укладчика жгута и сводит его, по существу, к транспортирующему устройству, состоящему, например, из двух зубчатых колес.

Неподвижность контейнера вызывает необходимость в сложном движении раскладочной трубки или другого механизма. Обычно это движение состоит из вращения трубки относительно собственной оси и движения этой оси по сложной плоской кривой над поверхностью контейнера. Такое сочетание может обеспечить равномерную раскладку жгута в контейнере.

Таким образом, конструкция укладчика зависит от состояния контейнера в процессе укладки. Этот же фактор обусловливает конструкцию устройства для смены контейнеров и перезаправки жгута. При неподвижном контейнере проектирование указанных механизмов не вызывает каких-либо трудностей.

Вместе с тем конструкция укладчика должна обеспечить возможность легко извлекать уложенный в контейнер жгут в процессе дальнейшей обработки. Спутывание отдельных филаментов, подхва-

тывание и перепутывание витков недопустимо. Кроме того, необходимым является получение паковки максимальной плотности.

Механические укладчики жгута в контейнер. Типовой конструкцией механического укладчика является укладчик в прямоугольный контейнер. Раскладка жгута, подаваемого из формовочной машины, осуществляется парой вращающихся зубчатых колес, между зубьями которых проходит жгут. Частота

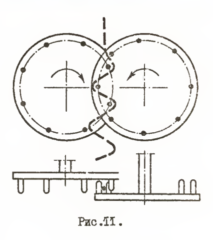
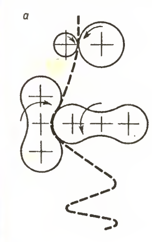


Рис.11.



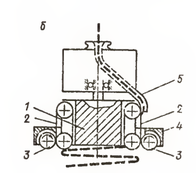


Рис.12.

вращения зубчатых колес регулируется в зависимости от скорости приема жгута. Прямоугольный контейнер совершает возвратно-поступательное движение в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Недостатком такого укладчика является очень маленькая амплитуда зигзагообразной формы жгута на выходе из колес.

Большую амплитуду и частоту изгиба, а следовательно, существенное уменьшение скорости падения жгута в контейнер, можно получить в конструкции, предложенной фирмой "Хехст" [15]. На двух вращающихся дисках расположены штифты, между которыми проходит жгут (рис.11). На диске диаметром 252 мм помещены 24 десятимиллиметровых штифта. Диски вращаются с частотой 500 мин$^{-1}$, что обеспечивает уменьшение падения жгута с 66 м/с до 11 м/с.

Представляет интерес укладчик жгута в контейнер, выполненный в виде колес Рута, вращающихся навстречу друг другу (рис. 12,*а*). При сравнительно малом габарите можно получить амплитуду 100–110 мм [3, 4].

Известна также конструкция укладчика (рис.12,*б*), в котором жгут наматывается на барабан при помощи изогнутой трубки *5*. Поверхность барабана выполнена из транспортеров *2*, перемещающих жгут в осевом направлении. Транспортеры *2* приводятся в движение от роликов *3*, закрепленных в теле *4*, которые одновременно удерживают последний виток жгута. Сами транспортеры закреплены на роликах, установленных в теле укладчика *1*. По данным фирмы ИВКА [13], укладчик такого типа модели CF48675 обеспечивает укладку жгута со скоростью 66 м/с при уменьшении скорости последнего в 20–50 раз.

Пневмомеханические укладчики жгута в контейнеры. Как правило, пневмомеханическое устройство представляет собой сопло, состоящее из двух концентрически расположенных труб. По внутренней трубе перемещается жгут, во внешнюю трубу от особого источника подается сжатый воздух. Вследствие движения воздуха во внутренней трубе создается разрежение, которое и заставляет перемещаться жгут. Такой инжектор транспортирует жгут под натяжением от вытяжного стана и сбрасывает его в контейнер. Обычно трубка совершает вращательное или качательное движение от механического привода.

Раскладочная трубка (рис.13) имеет в верхней части центральное отверстие, переходящее внизу в наклонное для эксцентричного выхода жгута. Жгут под действием сжатого воздуха попадает внутрь трубки *6* и проходит через укладчик *8*, который вместе с катком *5* вращается в подшипниках качения *7*. Каток контактирует с диском *4*, приводимым во вращение электродвигателем *2*. Контакт лобовой фрикционной передачи обеспечивается

1 2 3 4 5 6 7 8

Рис. 13.

1 Сж. воздух 5 4 3 2 ω

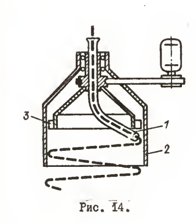


Рис. 14.

Рис. 15.

пружиной *3*. Подмоторная плита, на которой укреплен электродвигатель, может перемещаться по неподвижной трубе *6*. Благодаря этому изменяется радиус контакта диска с катком *5*, а следовательно, частота вращения укладчика.

Очень важным фактором, обеспечивающим качественную укладку жгута в контейнер и последующее извлечение его, является уменьшение скорости воздушного потока на выходе из раскладочной трубки.

Сильный воздушный поток пушит жгут в контейнере, отделяет и перепутывает элементарные волокна, ухудшая извлечение жгута. Поэтому очень важно, чтобы скорость воздушного потока на выходе из трубки была меньше минимальной или чтобы он не был направлен на уже уложенный волокнистый материал.

Эта цель достигнута в укладчике жгута фирмы "Ноймаг" [12] (рис.14). Вращающаяся трубка *1* укладывает жгут по внутренней стенке неподвижного цилиндра *2*, а крыльчатка *3* смещает его вниз, сбрасывая в контейнер.

Оригинально решена задача с воздушным потоком фирмой "Бармаг" [11] (рис.15). Укладчик жгута рассчитан на скорость выпуска 83 м/с. Он состоит из двух цилиндров *1*, подающих жгут в инжектор *5*. Жгут затем попадает во вращающуюся в подшипниках *3* трубку *2*, приводимую во вращение от привода *4*. Трубка имеет сложную конфигурацию, ее конец отогнут не только вниз, но и назад против хода движения. Это приводит к тому. что воздействующая на жгут сила инерции компенсирует силу трения, возникающую между жгутом и стенкой трубки. Скорость вращения трубки регулируется. Однако изготовить внутренний ее канал таким образом, чтобы жгут не тормозился, весьма затруднительно.

Рассмотренным конструкциям присущи как достоинства, так и недостатки. Механические укладчики жгута, выполненные в виде вращающихся колес, имеют большой габарит и массу, потребляют значительную мощность, возможны подмоты, скорость приема жгута не превышает 35-37 м/с, но, самое главное, эти укладчики практически не уменьшают скорости падения жгута в контейнер. То же относится и к пневмомеханическим укладчикам, Этих недостатков лишены конструкции, в которых жгут наматывается на барабан, однако они очень сложны в изготовлении и эксплуатации. Таким образом, в проектировании механизмов, работающих в области скорости приема жгута до 100 м/с, еще существует много проблем.

Механизмы распределения жгута. Рассмотрим механизмы распределения жгута пантографного типа. Пантограф (рис.16), состоящий из шести звеньев, приводится в движение двумя вращающимися дисками *8* и *10*, на которых закреплены оси *7* и *9* пантографа. Диск *8* получает вращение от диска *10* при помощи зубчатой передачи, находящейся в закрытом корпусе *11*. Регулирование траектории движения укладчика *2-5* осуществляется изменением радиуса кривошипов *7* и *9* пантографа, для чего на дисках *8* и *10* предусмотрены отверстия на разном расстоянии от центра вращения. Регулирование скорости движения укладчика осуществляется с помощью эксцентрично посаженных звездочек в приводе пантографа. Звездочка, жестко связанная с приводным диском, получает вращение от ведущей через эксцентрично посаженную

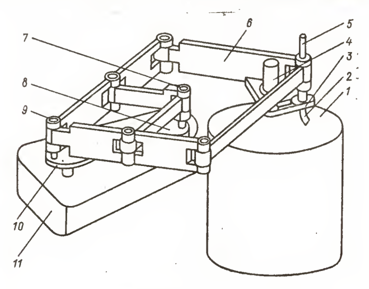


Рис.16.

звездочку, которая установлена на рычаге и имеет натяжную пружину. Данная цепная передача обеспечивает увеличение угловой скорости дисков *8* и *10*, когда раскладочная трубка находится у края контейнера, и уменьшение скорости в центре его. Таким об-

разом, можно избежать уплотнения жгута в отдельных, а именно в центральных частях контейнера. Такой пантограф, изготовленный фирмой Ай-Си-Ай (Англия), работает на Могилевском производственном объединении "Химволокно".

На этом же объединении установлены отечественная машина марки МФ-300-ЛШР24 с пантографом, раскладывающим жгут по спирали Архимеда, и машина фирмы "Удэ" (ФРГ), в которой контейнер массовой вместимостью 800 кг совершает сложноплоское движение, а укладчик, выполненный в виде зубчатых колес, установлен стационарно. Вал *1* (рис.17) передает вращение водилу *2* через па-

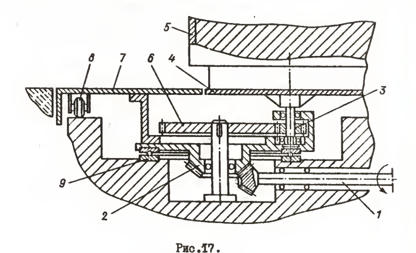


Рис.17.

ру конических зубчатых колес. Водило несет планетарное колесо *3*, которое перекатывается по неподвижно установленному колесу *6*. Вал колеса *3* имеет основание *4*, на которое устанавливается контейнер *5*. Водило располагается на опорном подшипнике *9*, а для уравновешивания всей системы предусмотрены катки *8*, закрепленные на столе *7*. Таким образом, контейнер совершает сложноплоское движение: он вращается относительно собственной оси, и, кроме того, ось его совершает движение по кругу. Это обеспечивает раскладку жгута, однако для равномерного заполнения контейнера скорость системы должна меняться по определенной программе, заложенной в электронном устройстве. Изменение

скорости вала *1* осуществляется через вариатор, установленный в приводе.

Несмотря на довольно сложную конструкцию, этот механизм обеспечивает высокую надежность в работе и хорошую равномерность распределения жгута по контейнеру.

Известно также устройство для укладки жгута, в котором одновременно вращается контейнер и перемещается укладчик. Скорость качательного движения и частота его регулируются специальным приводом.

Механизмы смены контейнеров. Конструкция этих механизмов в основном определяется устройством для укладки жгута, а также подвижностью или неподвижностью контейнера. При наличии в конструкции машины одного укладчика для смены контейнеров применяют трехпозиционный поворотный, трехпозиционный линейный и шестипозиционный линейно-поворотный транспортеры.

Трехпозиционный транспортер представляет собой диск с тремя гнездами, расположенными под углом 120° на одинаковом расстоянии от оси вращения диска. При заполнении контейнера диск поворачивается на 120°, и происходит автоматическая перезаправка жгута в пустой контейнер. Трехпозиционный линейный транспортер имеет также три гнезда, среднее из которых предназначено для контейнера, заполняемого жгутом, два крайних - для пустого и заполненного.

Платформа шестипозиционного линейно-поворотного транспортера, рассчитанная на шесть контейнеров, установленных по три в каждом ряду, снабжена устройством для передвижения их из одного ряда в другой. Этот транспортер предназначен для укладки ленты в таз в хлопчатобумажной промышленности, но может найти применение и для укладки жгута из химических волокон.

Известно также поворотное устройство, предназначенное для поворота пантографа от одного контейнера к другому. Пантограф, свободно смонтированный на колонне, имеет механизм реверсного поворота, состоящий из подвижной шестерни и конечных выключателей. Эта шестерня кинематически связана с главным валом привода пантографа и находится в зацеплении с неподвижной шестерней, которая установлена на опоре. В данном случае приходится удлинять шланг, соединяющий инжектор с изогнутой трубкой, установленной на пантографе, который расположен на первом этаже

здания. Инжектор, транспортирующий жгут, помещен на втором этаже. При такой конструкции предъявляются высокие требования к качеству внутренней поверхности шланга, в противном случае возможен обрыв элементарных волокон, их перепутывание, забивание

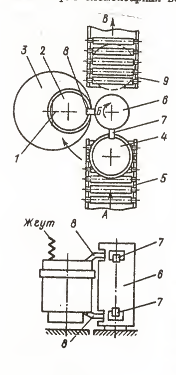


Рис.18.

отверстия и останов машины. Кроме того, нельзя автоматизировать смену контейнеров, так как их установка и смазка должны осуществляться с двух сторон пантографного устройства.

Пантографные устройства, как правило, применяются при использовании контейнеров массовой вместимостью 240 кг. Увеличение ее до 800-1000 кг потребовало как новых механизмов укладки жгута и его распределения, так и механизмов смены контейнеров.

На машине фирмы "Удэ" (рис. 18) контейнер совершает сложноплоское движение от планетарного механизма (см.рис.17), а укладчик неподвижен. Смена контейнеров осуществляется следующим образом (рис. 18): контейнер *1* вращается относительно собственной оси, а его ось вращается по окружности вместе с платформой *3*. После укладки жгута контейнер останавливается в определенном месте, захваты *7* и *8* манипулятора *6* поднимают наполненный *2* и пустой *4* контейнеры и поворотом на 90° (в направлении *Б*) переставляют их: *4* - в рабочее положение, а *2* - на рольганг *9*. Наполненный контейнер скатывается по рольгангу в направлении *В* и отводится электропогрузчиком в цех дальнейшей переработки жгута. Пустой контейнер *4* перемещается приводным роликовым транспортером *5* к зоне укладки (в направлении *А*), а затем с помощью конечного вы-

ключателя останавливается перед механизмом перезаправки *6* в строго определенном положении.

Дальнейшее совершенствование механизмов для производства синтетического штапельного волокна направлено на достижение скорости формования до 100 м/с и увеличение вместимости контейнеров. Все это требует дальнейших исследований в области равномерной укладки жгута в контейнеры, автоматизации и механизации съема наработанных паковок.

Глава 2

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА НАМАТЫВАНИЯ

В процессе наматывания нити витки, укладываемые на поверхность паковки, не полностью повторяют закон движения глазка нитеводителя, а могут значительно отличаться от него. Это различие вызвано тем, что точка раскладки (глазок нитеводителя) не прилегает вплотную к поверхности паковки, а находится от нее на некотором расстоянии. В общем случае глазок нитеводителя движется по пространственной траектории, и уравнения наматывания, служащие для определения формы витка, имеют вид [10]

$$\gamma = \arccos \frac{Y}{\sqrt{Y^2 + Z^2}} + \arccos \frac{f(x) + (X-x)f'(x)}{\sqrt{Y^2 + Z^2}},$$
$$\dot{x} = \frac{(\dot{\varphi} - \dot{\gamma}) f(x)}{\sqrt{Y^2 + Z^2 - [f(x) + (X-x)f'(x)]^2}} (X - x), \qquad (2.1)$$

где $X = X(t)$, $Y = Y(t)$, $Z = Z(t)$ – уравнения движения глазка нитеводителя (рис.19); $\varphi = \varphi(t)$ – уравнение вращения паковки; $f(x) = \rho$ – радиус наматывания; $\gamma = \gamma(t)$ – угол между радиусом наматывания и плоскостью xOy; $x = x(t)$ – функция, описывающая перемещение точки наматывания вдоль оси паковки.

Во многих случаях глазок нитеводителя совершает движение по плоской кривой, лежащей в плоскости, параллельной оси вращения паковки (рис.20). При этом уравнение наматывания будет таково:

$$\dot{x} = \frac{(\dot{\varphi} - \dot{\gamma}) R_{\Phi}}{\sqrt{Y^2 + Z^2 - R_{\Phi}^2}} (X - x), \qquad (2.2)$$

где R_{Φ} – радиус фрикционного цилиндра.

Форма паковки, ее структура, плотность на различных участках во многом зависят от формы витков нити, укладываемых на паковку. Форма витка определяется законом движения нитеводителя, расстоянием от нитеводителя до линии набегания нити на паковку, а также скоростью наматывания.

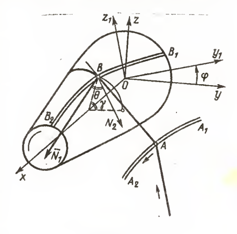


Рис.19.

Синтетические нити, получаемые на формовочном агрегате, как правило, наматывают в цилиндрические паковки. При этом нитеводитель совершает возвратно-поступательное движение по прямой, параллельной оси паковки. В данном случае уравнение наматывания будет иметь вид

$$\dot{x} = \frac{\omega R_\Phi}{L}(X - x), \quad (2.3)$$

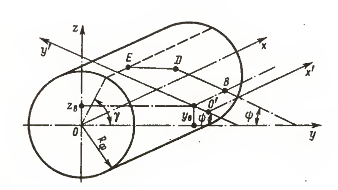


Рис.20.

где L - расстояние от линии движения нитеводителя до линии набегания нити на паковку.

Для определения формы витка нити на поверхности паковки при любых законах движения нитеводителя разработаны алгоритм и программное обеспечение, реализованное на ЭВМ ЕС-1035.

При наматывании нити на паковку одним из основных условий сохранения ее формы является устойчивое, равновесное, расположение наматываемой нити на теле паковки. Нарушение условий равновесия приводит к тому, что витки будут распрямляться, стягиваться и даже спадать с паковки. Наиболее опасным с точки зрения равновесности намотки является начальный период этого процесса, когда нить наматывается на патрон, имеющий малый коэффициент трения, и заключительный период – при наматывании нити на паковку максимального диаметра. Проверочный расчет равновесности витка необходимо производить для обоих случаев.

Рассмотрим, следуя А.П.Минакову [19], условия равновесия витка нити. Виток нити, уложенный на паковку, находится в равновесии, если сумма всех сил, действующих на каждый элементарный отрезок нити, равна нулю. В этом случае виток нити на поверхности паковки не изменяет своей формы. При выводе условий равновесия витка приняты следующие допущения:

1. Нить принимается идеально гибкой и нерастяжимой, т.е. жесткость нити при изгибе равна нулю, а при растяжении она равна бесконечности.

2. Трение нити на поверхности паковки подчиняется закону Амонтона, т.е. сила трения F пропорциональна силе нормального давления N между элементом нити и поверхностью паковки: $F=\mu N$, $0 \leqslant \mu \leqslant \mu_{max}$, где μ – коэффициент трения; μ_{max} – его максимальное значение (одинаковое во всех направлениях).

Сделанные допущения позволяют определить условия равновесия витка нити на паковке. Эти условия имеют "локальный вид", т.е. определяют равновесие витка в отдельной точке. Для равновесия всего витка нити необходимо, чтобы эти условия выполнялись в каждой его точке. В дальнейшем будем предполагать, что паковка имеет цилиндрическую форму.

Если натяжение нити в рассматриваемом витке одинаково, то условием равновесия витка является условие формы

$$\operatorname{tg} \theta \leqslant \mu_{max}, \qquad (2.4)$$

где θ – угол геодезического отклонения, т.е. угол между нормалью к поверхности и главной нормалью к витку (метод определения угла см.далее). Для того чтобы виток нити, имеющий одинаковое натяжение, находился в равновесии, необходимо выполнение условия (2.4) в каждой его точке.

Более общим условием равновесия витка нити (в случае, если ее натяжение не одинаково по длине) является условие натяжения

$$T_1 \exp\left(-\int_0^{\varphi} \cos\theta \sqrt{\mu_{max}^2 - \operatorname{tg}^2\theta}\, d\varphi\right) \leqslant T_2 \leqslant \leqslant T_1 \exp\left(\int_0^{\varphi} \cos\theta \sqrt{\mu_{max}^2 - \operatorname{tg}^2\theta}\right) d\varphi, \tag{2.5}$$

где T_1, T_2 – натяжение противоположных ветвей нити; φ – угол обхвата.

Условие натяжения (2.5) оправедливо для конечного отрезка нити. Для вычислений на ЭВМ удобней записать это условие в "локальном" виде, для одной точки витка:

$$\frac{1}{T}\frac{dT}{ds} \leqslant \frac{1}{r}\cos\theta\sqrt{\mu_{max}^2 - \operatorname{tg}^2\theta}, \tag{2.6}$$

где T – натяжение нити в рассматриваемой точке; dT/ds – производная натяжения по длине нити; r – текущий радиус паковки. Определению натяжения нити посвящен материал следующей главы. Условие (2.5) будет выполнено, если для всех точек витка нити будет выполняться неравенство (2.6).

Для расчета равновесия витка на паковке необходимо первоначально определить угол геодезического отклонения θ, который определяется зависимостью $\operatorname{tg}\theta = -r\beta' \sin\beta/\cos^2\beta$, где β – угол подъема витка нити; $\beta' = d\beta/dx$ – производная угла β по независимой переменной x; x – координата точки витка.

На практике аналитические выражения формы витка нити даже для простейших законов сопряжения оказываются непригодными из-за своей громоздкости. Для проведения исследований и расчетов на этапе проектирования разработан комплекс программ, позволяющий определять все рассмотренные параметры для любого закона движения нитеводителя.

Плотность паковки зависит от многих факторов, к важнейшим из которых следует отнести свойства наматываемой нити, вид намотки (застилистая, прецизионная), структуру паковки (крестовая, параллельная), угол наматывания, натяжение нити, усилие прижима бобины к фрикционному цилиндру и т.д. Конструктивные и кинематические параметры нитераскладочного механизма в сильной степени влияют на неравномерность плотности паковки, которая возникает из-за неравномерного распределения волокна по объему паковки.

Закон движения нитеводителя и расстояние L от него до линии набегания нити на паковку влияют на распределение волокна вдоль оси паковки; соотношение между временем одного двойного хода нитеводителя и временем одного оборота паковки влияет на появление ленточной или жгутовой структуры намотки, т.е. на распределение волокна по поверхности паковки. Неравномерное его распределение как в первом, так и во втором случае приводит к ухудшению качества паковки, что затрудняет проведение последующих технологических операций. Кроме того, неравномерная плотность приводит к нарушению процесса наматывания и ухудшению качества получаемой нити. Так, например, нити, расположенные на сильно уплотненных краях паковки, будут интенсивно истираться фрикционным цилиндром.

Можно выделить две основные задачи, связанные с влиянием раскладчика на формирование паковки. Это, во-первых, определение взаимосвязи между законом движения нитеводителя и формой получаемой паковки и, во-вторых, влияние его на распределение плотности внутри паковки. Решение этих двух задач в полном объеме вызывает значительные трудности и в настоящий момент окончательно не получено. Обе задачи тесно связаны между собой, так как при известном распределении плотности паковки возможно определение ее формы, и наоборот.

На практике наибольшее значение имеет определение плотности паковки, в большинстве случаев представляющей собой цилиндр. Это объясняется тем, что неравномерное распределение волокна в паковке при фрикционном способе наматывания (или при бесфрикционном с прикатывающим роликом) не в такой сильной степени влияет на форму получаемой паковки, как при наматывании на веретено, так как вследствие контакта с фрикционным цилиндром, "укатывающим" паковку, участки, на которых находится больше волокна,

уплотняются в большей степени, чем участки, на которых волокна меньше. Образующая паковки остается при этом прямолинейной, а сама паковка представляет собой цилиндр.

В такой постановке задача распределения плотности в паковке может быть решена достаточно точно. Нарушение формы паковки, т.е. отклонение от цилиндричности (появление выступов по краям, бугров при жгутовой намотке), характеризуется в этом случае превышением полученной плотности над предельно допустимой для данной структуры (крестовая, параллельная), а распределение плотности паковки совпадает с распределением массы волокна в ее теле, которое определяется законом движения нитеводителя.

2.1. Неравномерность распределения волокна вдоль образующей паковки

В намотанной паковке можно выделить три зоны, различающиеся по структуре намотки (рис.21,*а*). Зона *II*, расположенная в средней части паковки, характеризуется крестовой структурой намотки, причем угол наматывания нити β в этой части паковки

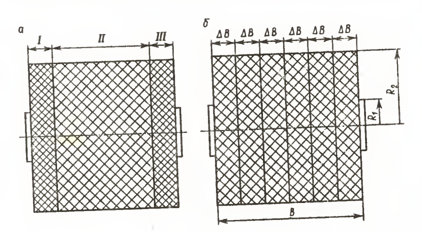


Рис.21.

практически не изменяется и близок к номинальному углу наматывания β_0. Зоны *I* и *III*, расположенные на краях паковки, характеризуются переходом структуры от крестовой на границах с

зоной $\bar{II}$ к параллельной на краях паковки, где угол наматывания β меняется в пределах от 0 до β_0. Плотность паковки в зонах I и $\bar{III}$ увеличена по сравнению о плотностью в зоне $\bar{II}$. Отношение максимальной плотности в зонах I и $\bar{III}$ к плотности в зоне $\bar{II}$ характеризует неравномерность распределения волокна в паковке в осевом направлении.

Разбив объем намотанной паковки на кольца равной ширины (рис.2I,δ), определим среднюю плотность в каждом из колец как

$$\gamma_i = \Delta m_i / \Delta V_i \, , \qquad (2.7)$$

где γ_i – средняя плотность паковки в выделенном кольце; Δm_i – масса нити, заключенная в нем; $\Delta V_i = \pi(R_2^2 - R_1^2)\Delta B$ – объем кольца; R_1, R_2 – внутренний и наружный радиусы паковки.

При достаточно малой ширине колец ΔB набор чисел γ_i характеризует распределение плотности вдоль оси паковки. Аналитическое исследование этого распределения проводится отдельно для средней части паковки (зона $\bar{II}$) и для краев (зоны I и $\bar{III}$).

Рассмотрим сначала распределение нити в зоне $\bar{II}$ (в средней части паковки). Запишем закон расположения витка нити на паковке:

$$x = x(s), \qquad (2.8)$$

где s – координата развертки паковки.

При постоянном угле наматывания зависимость (2.8) принимает вид $x = as + l$, где $a = tg\,\beta_0$, $x = l$ при $s = 0$. В этом случае паковка имеет равномерную плотность вдоль оси.

Для получения равномерной плотности вдоль оси не обязательно, чтобы угол наматывания оставался постоянным. Необходимо лишь, чтобы за время одного двойного хода нитеводителя в выделенные кольца попали одинаковые массы нити (или одинаковая длина нити).

Устремляя ширину колец ΔB, на которые делится паковка, к нулю, из формулы (2.7) получаем среднюю плотность паковки в плоскости, перпендикулярной ее оси в точке x:

$$\gamma(x) = \frac{dm(x)}{\pi(R_2^2 - R_1^2)\,dB} \, .$$

Требование постоянства плотности паковки вдоль оси $\gamma(x) = \text{const}$ равносильно требованию $dm(x) = \text{const}$. Как известно, в случае, если угол наматывания β изменяется незначительно, величина $dm(x)$ пропорциональна выражению

$$dm(x) \sim \frac{1}{\sin\beta(x)_{\text{пр}}} + \frac{1}{\sin\beta(x)_{\text{обр}}},$$

где $\beta(x)_{\text{пр}}$, $\beta(x)_{\text{обр}}$ – углы наматывания нити при прямом и обратном ходе нитеводителя (при правом и левом наклоне нити).

При постоянном угле наматывания

$$\beta(x)_{\text{пр}} = \beta(x)_{\text{обр}} = \beta_0 \quad \text{и} \quad dm \sim 2/\sin\beta_0 = \text{const}.$$

Таким образом, для получения равномерной плотности вдоль оси паковки необходимо выполнение следующего условия:

$$\frac{1}{\sin\beta(x)_{\text{пр}}} + \frac{1}{\sin\beta(x)_{\text{обр}}} = \frac{2}{\sin\beta_0}, \tag{2.9}$$

которое должно соблюдаться для любого x.

После некоторых преобразований формулы (2.9) и замены в ней синусов на тангенсы соответствующих углов, что дает для реальных значений незначительную погрешность (до 2-4%), получим зависимость расположения нити на паковке, обеспечивающую равномерную плотность вдоль оси:

$$x = \frac{-k_2 + \sqrt{k_2^2 + 2k_1 s}}{k_1}, \tag{2.10}$$

где $k_1 = \dfrac{2(\operatorname{tg}\beta(0) - \operatorname{tg}\beta_0)}{B \operatorname{tg}\beta_0 \operatorname{tg}\beta(0)}$, $\quad k_2 = \dfrac{1}{\operatorname{tg}\beta(0)}$.

Формула (2.10) определяет форму витка при укладке нити слева направо, т.е. при прямом ходе нитеводителя. При движении нити справа налево зависимость будет иметь вид

$$x = B - \frac{-k_2 + \sqrt{k_2^2 + 2k_1(s - s_0)}}{k_1}, \tag{2.11}$$

где $s_0 = 0{,}5\,k_1 B^2 + k_2 B$.

Используя зависимости (2.10) и (2.11), можно записать уравнение профиля паза винтового барабанчика нитераскладчика, необ-

ходимого для получения равномерной плотности паковки в средней части. Отождествляя его в первом приближении с законом движения точки набегания нити на паковку, будем иметь (рис.22)

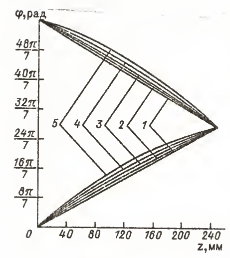


Рис.22.

$$z = \frac{-k_2+\sqrt{k_2^2+2k_1\frac{v_0}{\omega_{в.б}}\varphi}}{k_1}$$

при $0 \leqslant \varphi \leqslant \pi k$,

$$z = \frac{-k_2+\sqrt{k_2^2+2k_1\left(\frac{v_0}{\omega_{в.б}}\varphi-\pi k\right)}}{k_1}$$

при $\pi k \leqslant \varphi \leqslant 2\pi k$,

где v_0 – окружная скорость паковки; φ, $\omega_{в.б}$ – угол поворота и угловая скорость винтового барабанчика; k – число оборотов последнего, за которое нить совершает один двойной ход.

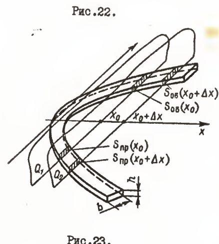


Рис.23.

Рассмотрим теперь неравномерность плотности в зонах I и III вблизи краев паковки. При этом пользоваться приближенной методикой, изложенной выше, нельзя, так как в указанных зонах угол наматывания β изменяется от β_0 до нуля. В этом случае необходимо учитывать ширину нити или при комплексной нити – ширину ленты из нитей.

На рис.23 изображена часть витка комплексной нити, представляющая собой ленту шириной b и высотой h. Масса нити, по-

павшей за один двойной ход нитеводителя в кольцо между плоскостями Q_1 и Q_2, перпендикулярными оси паковки, определяется выражением

$$\Delta m = \left[S_{пр}(x^*) + S_{обр}(x^{**}) \right] \Delta x \gamma_н ,$$

где $S_{пр}(x)$, $S_{обр}(x)$ – площадь сечения нити плоскостью, перпендикулярной оси паковки в точке x при прямом и обратном ходе нити; $x_0 \leqslant x^* \leqslant x_0 + \Delta x$, $x_0 \leqslant x^{**} \leqslant x + \Delta x$; $\Delta x = \Delta B$ – ширина выделенного кольца; $\gamma_н$ – плотность наматываемой комплексной нити.

Устремляя величину Δx к нулю, получаем

$$dm = \left[S_{пр}(x_0) + S_{обр}(x_0) \right] dx \gamma_н ,$$

или, учитывая, что $S(x) = l(x) h$, где $l(x)$ – длина сечения нити, находим

$$dm = \left[l_{пр}(x_0) + l_{обр}(x_0) \right] h \, dx \, \gamma_н . \qquad (2.12)$$

Неравномерность распределения волокна будем оценивать с помощью отношения $\gamma(x_0)/\gamma_0$, где γ_0 – плотность паковки при постоянном угле наматывания β_0. С учетом выражения (2.12) это отношение можно записать в виде

$$\frac{\gamma(x_0)}{\gamma_0} = \frac{l_{пр}(x_0) + l_{обр}(x_0)}{2b} \sin \beta_0 .$$

Наибольшее значение для оценки равномерности плотности вдоль оси паковки имеет отношение γ_{max}/γ_0, где γ_{max} – максимальная плотность паковки. Для приближенного расчета величину γ_{max}/γ_0 можно связывать о укорочением паковки δ (рис.24), которое легко определяется по данным работы [17]. Для упрощения расчетных зависимостей считается, что нить при смене направления движения нитеводителя укладывается на паковку по окружности радиусом r_1. Ошибка, вносимая этим допущением, незначительна и не сильно искажает результаты расчета, который является ориентировочным. Зато расчетные зависимости получаются достаточно простыми и не требуют применения ЭЦВМ. С учетом выражения для $\gamma(x_0)/\gamma_0$ они имеют вид (рис.24):

при $\delta < \frac{b}{2}\left(\frac{1 - \cos\beta_0}{\cos\beta_0}\right)$

$$\frac{\gamma_{max}}{\gamma_0} = 1, \qquad (2.13)$$

при $\frac{b}{2}\left(\frac{1-\cos\beta_0}{\cos\beta_0}\right) < \delta < \frac{b}{2}\left(\frac{1+\cos\beta_0}{\cos\beta_0}\right)$

$$(\gamma_{max}/\gamma_0) = 0{,}5 + 0{,}5\cos\beta_0 + (\delta/b)\cos\beta_0, \qquad (2.14)$$

при $\frac{b}{2}\left(\frac{1+\cos\beta_0}{\cos\beta_0}\right) < \delta$

$$\frac{\gamma_{max}}{\gamma_0} = \sqrt{\frac{2\delta\cos\beta_0(1+\cos\beta_0)}{b}}. \qquad (2.15)$$

Необходимо отметить, что приведенные формулы справедливы в том случае, если комплексная нить располагается на паковке в виде ленты определенной ширины. Для текстильной нити по опытным данным можно принять b = = 0,5–2,0 мм; для технической нити b = 2,0–10,0 мм. Вычисленные значения γ_{max}/γ_0 получаются больше экспериментальных из-за того, что при экспериментальном определении плотности паковки всегда находится среднее ее значение в выделенном кольце, а расчет производится для одной точки. В табл.2 представлены результаты расчетов по формулам (2.13)–(2.15).

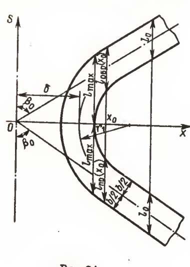


Рис.24.

Из анализа этих результатов можно сделать вывод о том, что наиболее существенными параметрами, влияющими на уплотнение паковки на торцах, являются укорочение δ и ширина b. Номинальный угол наматывания β_0 в рассматриваемых пределах незначительно влияет на величину γ_{max}/γ_0.

Таблица 2

δ, мм	γ_{max}/γ_0 при b, мм							
	2	4	6	8	2	4	6	8
	$\beta_0 = 5^\circ$				$\beta_0 = 7,5^\circ$			
2	1,994	1,496	1,330	1,247	1,987	1,491	1,326	1,244
4	2,820	1,994	1,662	1,496	2,810	1,987	1,657	1,491
6	3,454	2,443	1,994	1,745	3,442	2,438	1,987	1,739
8	3,989	2,820	2,303	1,994	3,974	2,810	2,295	1,987
10	4,459	3,153	2,575	2,230	4,443	3,142	2,565	2,222
12	4,885	3,454	2,820	2,443	4,868	3,442	2,810	2,438
14	5,276	3,731	3,046	2,638	5,258	3,718	3,035	2,629
16	5,641	3,989	3,257	2,820	5,621	3,974	3,245	2,810
	$\beta_0 = 10^\circ$				$\beta_0 = 12,5^\circ$			
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2	1,977	1,485	1,321	1,239	1,964	1,476	1,314	1,232
4	2,796	1,977	1,649	1,485	2,778	1,964	1,639	1,476
6	3,425	2,422	1,977	1,731	3,403	2,406	1,964	1,720
8	3,954	2,796	2,283	1,977	3,929	2,778	2,268	1,964
10	4,421	3,126	2,553	2,211	4,393	3,106	2,536	2,196
12	4,843	3,425	2,796	2,422	4,812	3,403	2,778	2,406
14	5,231	3,699	3,020	2,616	5,197	3,675	3,001	2,599
16	5,592	3,954	3,229	2,796	5,556	3,929	3,208	2,778

Для определения δ разработаны алгоритм расчета, в основе которого лежит решение дифференциального уравнения наматывания, и программа на алгоритмическом языке Фортран-IУ.

Таким образом, получена возможность оценивать продольную относительную неравномерность плотности паковки с помощью конкретной и достаточно просто определяемой величины δ.

2.2. Неравномерность распределения волокна по поверхности паковки

Неравномерное распределение волокна в паковке, приводящее к неравномерности ее плотности, возникает также, если частота

движения нитеводителя совпадает или кратна частоте вращения паковки. В этом случае получается так называемая жгутовая намотка. При застилистой намотке, обычно применяемой при наматывании свежесформованных синтетических нитей, возникновение жгутовой намотки неизбежно, а диаметр паковки, при котором она образуется, можно определить по формуле

$$D=\sqrt{(60v_н/n)^2-4B^2}/(2\pi k), \qquad (2.16)$$

где $v_н$ – скорость наматывания нити; n – число двойных ходов нитеводителя в минуту; k = 1; 1,5; 2; 3 ...; 1/2; 1/3 ... и т.п. – целое или дробное число шагов по высоте паковки.

В слое паковки с диаметром, соответствующим жгутообразованию, распределение волокна по ее поверхности неравномерно. Для оценки степени неравномерности разработана математическая модель процесса наматывания [30], сущность которой заключается в следующем.

Из объема паковки выделяется слой с внутренним радиусом $R_{нач}$ и наружным $R_{кон}$. При моделировании приняты некоторые допущения: плотность паковки в выделенном слое в радиальном направлении равномерная; текущий радиус паковки возрастает во времени непрерывно:

$$R(t)=\sqrt{\frac{v_н\gamma_l t}{\pi\gamma_{ср}B}+R^2_{нач}}, \qquad (2.17)$$

где γ_l – линейная плотность нити; $\gamma_{ср}$ – средняя плотность паковки в выделенном слое; t – время.

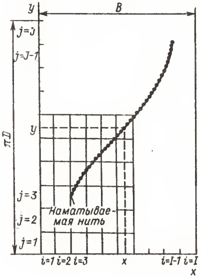


Рис.25.

При моделировании рассматривается процесс распределения волокна в течение времени, необходимого для формирования выделенного слоя паковки. Поверхность паковки разбивается на прямоугольные элементарные пло-

щадки равной площади (рис.25). В каждом прямоугольнике определяется средняя плотность паковки. При достаточно мелком делении набор чисел, отражающих среднюю плотность паковки на всех элементарных площадках, характеризует распределение плотности в выделенном слое. Неравномерность этого распределения оценивается при помощи среднеквадратического отклонения плотности от ее среднего значения

$$\sigma_\gamma = \sqrt{\frac{1}{(IJ-1)} \sum_{i=1}^{I} \sum_{j=1}^{J} (\gamma_{ij} - \gamma_{cp})^2}, \qquad (2.18)$$

где i, j – номер элементарной площадки; I, J – число делений развертки паковки по образующей и по окружности соответственно; γ_{ij} – средняя плотность паковки на элементарной площадке с номером ij.

Вынося из-под корня в выражении (2.18) величину γ_{cp} и обозначая

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(IJ-1)} \sum_{i=1}^{I} \sum_{j=1}^{J} \left(\frac{\gamma_{ij}}{\gamma_{cp}} - 1\right)^2},$$

получаем выражение для оценки неравномерности распределения плотности в паковке в виде $\sigma_\gamma = \gamma_{cp}\sigma$, где масштабный фактор γ_{cp} и собственно неравномерность распределения отделены друг от друга.

Учитывая, что $\gamma_{ij} = m_{ij}/V_{ij}$, а величину γ_{cp} можно представить как

$$\gamma_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{I} \sum_{j=1}^{J} m_{ij}}{\sum_{i=1}^{I} \sum_{j=1}^{J} V_{ij}}$$

и также то, что V_{ij} одинаковы для любой пары ij, где m_{ij} – масса нити, попавшая на рассматриваемую площадку за время моделирования; V_{ij} – объем, в котором заключена масса m_{ij}, ограниченный размерами площадки и радиусами $R_{нач}$ и $R_{кон}$, можем записать

$$\frac{\gamma_{ij}}{\gamma_{cp}} = \frac{IJm_{ij}}{\sum_{i=1}^{I} \sum_{j=1}^{J} m_{ij}}.$$

Таким образом, для определения σ достаточно найти массу нити, уложенную на каждую площадку ij.

Для отыскания массы нити m_{ij} каждой площадке ij ставится в соответствие элемент двумерного массива $M(i,j)$, а непрерывное поступление нити в намотку заменяется дискретным поступлением элементарных порций через равные промежутки времени. Так как поступление нити в намотку происходит с постоянной скоростью и линейная плотность наматываемой нити постоянна, можно заключить, что масса нити, попавшая на элементарную площадку ij, будет пропорциональна времени, в течение которого на нее поступает нить.

На рис.26 изображен виток нити, проходящей через элементарную площадку. Нить укладывалась на эту площадку в течение

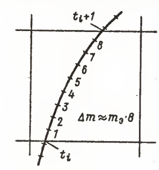


Рис.26.

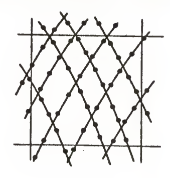


Рис.27.

времени от t_i до t_{i+1}. Для определения времени $t_{i+1}-t_i$ последовательно находятся координаты точки наматывания нити через равные промежутки времени Δt при помощи уравнения (2.3). После этого вычисляется номер площадки, которой данная точка принадлежит:

$$i = E\left(\frac{I}{B}x\right) + 1, \quad j = E\left(\frac{J}{\pi D}y\right) + 1,$$

где $E(x)$ - функция, определяющая целую часть величины x.

Затем значение элемента массива $M(i,j)$, соответствующего элементарной площадке с номером ij, увеличивается на единицу. Для случая, изображенного на рис.26, значение элемента массива будет увеличено на 8. Промежуток времени рассчитывается по формуле $t_{i+1}-t_i \approx \Delta t\, M(i,j)$, а масса нити, попавшая на выделенную элементарную площадку,

$$m_{ij} \approx \Delta m_э M(i,j), \qquad (2.19)$$

где $\Delta m_э = \gamma_l v_н \Delta t$ – масса элементарной порции нити.

Для того чтобы ошибка в формуле (2.19) не превышала 5%, необходимо выбирать величину Δt таким образом, чтобы значение $M(i,j)$ после окончания моделирования было не менее 20. Описанный процесс повторяется в течение всего времени моделирования. На рис.27 изображена элементарная площадка после окончания моделирования. Значение соответствующего ей элемента массива $M(i,j)$ будет равно 40.

В процессе моделирования непрерывно изменяется значение радиуса паковки в соответствии с зависимостью (2.17).

Для реализации предложенного метода моделирования разработан алгоритм и программа на языке Фортран-IУ. В результате вычислений определяется величина $M(i,j)$ для каждой выделенной элементарной площадки, а также величина $\Gamma(i,j)$, соответствующая $\gamma_{ij}/\gamma_{ср}$. Двумерный массив $\Gamma(i,j)$, полученный в результате расчета по этой программе, представлен в табл.3. Развертка поверхности паковки разбита по длине на 20 колец, а по ширине – на 36 полос через 10°. В таблице представлена только половина массива для левой части паковки, т.е. при $i \leqslant 10$. Вторая его половина выглядит аналогично. Расчет производился для следующих исходных данных: $R_{нач} = 9{,}827 \cdot 10^{-2}$ м, $R_{кон} = 1{,}023 \times 10^{-1}$ м, $v_н = 42$ м/с, $\gamma_l = 1{,}87 \cdot 10^{-5}$ кг/м, $\gamma_{ср} = 4{,}8 \cdot 10^{2}$ кг/м^3, $n = 1000$ дв.х/мин.

При возрастании в процессе наматывания радиус паковки проходит через критическое значение, когда за время одного двойного хода нитеводителя паковка совершает 4 оборота ($R = 1{,}003 \times 10^{-1}$ м). При этом образуется жгутовая намотка. Неравномерность распределения волокна, вызванная жгутовой намоткой, хорошо видна из данных табл.3 (подчеркнутые значения), характеризующих распределение массы нити на поверхности паковки.

На рис.28 представлены результаты моделирования для паковки при возрастании ее радиуса в процессе наматывания от 0,04 до 0,18 м. Из приведенного графика видно, что жгутообразование особенно опасно для паковок большого диаметра, так как при этом степень неравномерности распределения волокна по поверхности паковки увеличивается.

Таблица 3

$j \backslash i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1,28	1,06	0,95	0,93	0,85	0,90	0,91	0,85	1,29	1,13
2	1,45	0,99	1,02	0,80	0,80	0,78	0,84	0,87	1,08	1,12
3	1,60	0,97	0,86	0,95	0,93	0,95	0,78	0,85	0,99	1,29
4	1,42	0,87	0,87	0,85	0,76	0,85	0,91	1,02	0,87	1,56
5	1,41	1,04	0,99	0,89	1,01	0,90	0,86	0,84	0,96	1,15
6	1,47	0,81	0,89	0,99	0,69	0,82	0,99	0,91	0,93	1,25
7	1,33	1,01	0,84	0,81	0,96	0,95	0,82	1,04	1,00	1,25
8	1,35	1,13	0,97	1,06	0,91	0,90	0,92	0,95	0,91	1,07
9	1,29	1,11	0,93	1,93	0,92	0,91	0,93	0,92	1,11	0,96
10	1,08	1,15	1,07	0,87	0,99	0,85	1,03	0,91	1,20	0,87
11	1,00	1,31	0,95	1,00	0,90	0,98	0,79	0,88	1,26	0,81
12	0,97	1,06	0,95	0,92	0,82	0,97	0,92	1,10	1,08	0,74
13	1,04	1,10	1,12	0,95	1,04	1,03	1,13	1,09	1,09	0,88
14	0,92	1,01	1,02	1,10	0,95	1,00	0,96	1,29	0,82	0,82
15	0,93	0,85	1,26	1,09	1,11	1,09	1,00	1,22	0,82	0,88
16	1,01	0,88	1,14	1,10	0,92	0,87	1,13	1,06	0,75	0,78
17	0,97	0,84	1,09	1,19	1,03	1,01	1,26	0,97	0,91	0,89
18	1,11	0,81	0,89	1,23	1,00	0,95	1,17	0,87	0,87	0,81
19	1,08	0,97	0,96	1,31	1,11	1,18	1,21	0,96	0,87	0,85
20	1,01	0,85	0,85	1,07	1,07	1,20	1,07	0,70	0,96	0,99
21	1,06	0,98	0,96	1,12	1,39	1,28	0,86	0,82	0,91	0,74
22	0,96	0,84	1,00	0,82	1,42	1,18	1,14	0,97	0,91	0,93
23	1,13	0,99	0,88	0,79	1,21	1,37	0,84	0,84	0,80	0,91
24	1,00	1,02	0,92	1,07	1,51	1,11	0,93	1,00	0,89	0,77
25	1,10	0,90	1,02	0,91	1,12	1,12	0,93	1,02	0,89	0,90
26	0,93	0,92	0,97	1,08	1,12	1,20	1,02	0,87	0,99	0,88
27	1,18	0,96	0,90	1,08	1,01	1,10	1,01	0,91	0,93	1,01
28	1,12	1,00	1,00	1,15	0,87	0,93	1,21	0,93	0,86	0,96
29	1,01	0,91	1,01	1,18	0,79	0,81	1,21	1,08	0,85	1,01
30	1,08	1,03	1,08	1,04	0,93	0,68	1,10	1,01	0,90	0,98
31	1,24	1,04	1,09	1,04	0,85	0,95	1,12	1,15	0,97	0,86
32	1,04	1,15	1,23	0,84	0,82	0,80	0,82	1,10	1,04	1,20
33	1,23	1,04	1,18	0,84	0,76	0,74	0,97	1,33	1,04	0,91
34	1,22	1,19	1,01	0,88	0,80	0,98	0,86	1,22	1,06	1,01
35	1,32	1,26	0,87	0,82	0,85	0,80	0,79	1,02	1,11	1,00
36	1,30	1,33	0,79	0,80	0,84	0,93	0,86	0,78	1,35	0,99

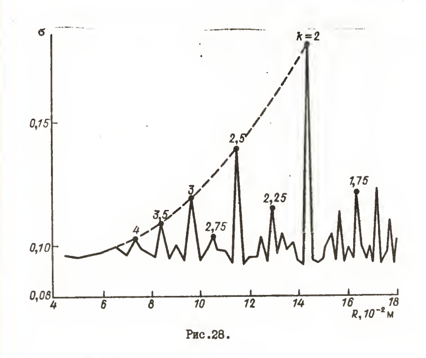


Рис.28.

2.3. Эффективность работы механизмов устранения жгутообразования

Для устранения жгутовой намотки применяются специальные механизмы, периодически изменяющие скорость движения нитеводителей. Изменение этой скорости в машинах для формования синтетических нитей осуществляется электрическим способом при помощи частотного преобразователя, изменяющего частоту электрического тока, подводимого к индивидуальному электродвигателю нитераскладочного механизма.

Наиболее существенными факторами, определяющими эффективность работы механизмов, устраняющих жгутообразование, являются [26] амплитуда изменения угловой скорости нитеводителя в течение цикла работы механизма, плавность изменения скорости нитеводителя в течение цикла, а также отсутствие кратности между временем цикла и временем одного двойного хода нитеводителя.

На этапе проектирования необходимо определить параметры механизма устранения жгутообразования для конкретных условий наматывания и заданной структуры паковки.

При помощи математической модели процесса распределения волокна по поверхности паковки можно производить оценку эффективности работы механизма устранения жгутообразования [31]. Эффективность его работы может быть оценена как

$$Э = \sigma/\sigma_м , \qquad (2.20)$$

где σ, $\sigma_м$ – среднеквадратическое отклонение распределения волокна от равномерного без механизма устранения жгутообразования и при наличии его. Если $Э > 1$, то процесс жгутообразования ослабляется; в том случае, если $Э < 1$, процесс протекает более интенсивно.

Эффективность работы механизма определяется законом, по которому изменяется угловая скорость вращения винтового барабанчика нитераскладчика. Определению подлежат вид кривой, по которой происходит изменение угловой скорости, период цикла этого изменения, амплитуда колебаний угловой скорости.

Моделирование изменения угловой скорости нитераскладчика производится следующим образом. Так как колебания угловой скорости незначительны, то можно считать, что они не влияют на расположение витка нити на бобине. Это предположение, не внося заметных искажений в результаты, существенно сокращает время расчетов на ЭЦВМ. При постоянной скорости винтового барабанчика за время Δt паковка поворачивается на угол

$$\Delta\varphi_н = \frac{v_0 \Delta t}{2\pi R(t)} . \qquad (2.21)$$

За это время на паковку попадает элементарная порция волокна, масса которой определяется по формуле (2.19). Перемещение точки набегания нити вдоль оси паковки при этом составит Δx_i, и точка будет иметь координату x_i. Вычисляя один раз в начале моделирования методом численного интегрирования уравнения наматывания набор координат x_i для одного двойного хода нитеводителя, можно затем пользоваться им в течение всего процесса моделирования. Для этого необходимо соответствующим образом корректировать значение $\Delta\varphi_н$, полученное по формуле (2.21), величину Δt, а с ней и массу элементарной порции волокна. Так, ес-

ли изменение угловой скорости винтового барабанчика $\omega = \omega(t)$ происходит относительно среднего значения $\omega_{ср}$, то в этом случае время, за которое точка набегания нити переместится на величину Δx_i из точки x_{i-1} в точку x_i, можно определить как

$$\Delta t_м = \Delta t(\omega_{ср}/\omega(t)),$$

где $\Delta t_м$ – искомое время; $\omega(t)$ – значение угловой скорости винтового барабанчика в рассматриваемый момент.

Угол, на который повернется паковка за это время:

$$\Delta\psi_{нм} = \Delta\psi_н(\omega_{ср}/\omega(t)), \qquad (2.22)$$

а в найденную точку поверхности паковки будет занесена элементарная масса волокна

$$\Delta m_{э.м} = \Delta m_э(\omega_{ср}/\omega(t)). \qquad (2.23)$$

Таким образом, процесс наматывания при переменной угловой скорости винтового барабанчика моделируется на основании формул (2.22) и (2.23).

Реализация этого алгоритма производилась по разработанной на языке Фортран-IУ программе на ЭЦВМ ЕС-1022.

При проведении исследований выяснилось, что для оценки эффективности работы механизма устранения жгутообразования при заданных параметрах паковки и механизма необходимо производить расчеты многократно. Это связано с тем, что механизм, изменяющий угловую скорость винтового барабанчика, не связан с диаметром паковки и прохождение жгутового диаметра может происходить при разных значениях угловой скорости: максимальном ($\omega(t) = \omega_{max}$), минимальном ($\omega(t) = \omega_{min}$), а также в моменты, когда угловая скорость возрастает ($\dot\omega(t) > 0$) или убывает ($\dot\omega(t) < 0$), и т.д. Данное обстоятельство существенным образом сказывается на эффективности работы механизма, определяемой по формуле (2.20).

На рис.29 представлены результаты моделирования при следующих исходных данных: $R_{нач} = 9{,}827 \cdot 10^{-2}$ м, $R_{кон} = 1{,}023 \cdot 10^{-1}$м, $v_н = 42$ м/с, $\gamma_l = 1{,}87 \cdot 10^{-5}$ кг/м, $\gamma_{ср} = 4{,}8 \cdot 10^2$ кг/м^3, $n = 1000$ дв.х/мин. При этом механизм устранения жгутообразования сообщает винтовому барабанчику переменную угловую скорость, изменяющуюся по закону

$$\omega(t) = \omega_{cp} + \Delta\omega \sin\left(2\pi t/\tau + \Delta^*\right),$$

где $\Delta\omega$ - амплитуда колебаний угловой скорости ($\Delta\omega = 0{,}04\,\omega_{cp}$), τ - период изменения последней ($\tau = 10$ с), Δ^* - начальная фаза процесса (изменяется от 0 до 2π).

Результаты моделирования показывают, что неравномерность распределения волокна по поверхности паковки при выбранном законе изменения угловой скорости существенно зависит от величины Δ^*, которая при наматывании не поддается контролю и управлению. Среднеквадратическое отклонение в данном случае может изменяться от $\sigma_{min}=0{,}104$ до $\sigma_{max}= 0{,}173$, т.е. у части паковок жгутовая намотка сохраняется и даже усиливается, несмотря на применение специального механизма (рис. 29).

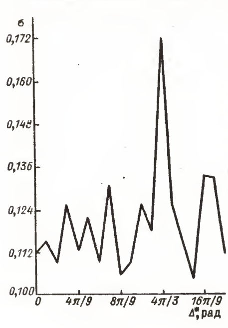


Рис.29.

Это явление связано с тем, что при выбранном законе изменения угловой скорости в момент прохождения жгутового диаметра угловая скорость винтового барабанчика уменьшается ($\dot{\omega}(t) < 0$), причем интенсивность ее изменения такова, что при возрастании диаметра число двойных ходов нитеводителя будет уменьшаться таким образом, что равенство (2.16), определяющее условие появления жгута, будет выполняться в течение некоторого промежутка времени.

В этом случае изменение угловой скорости винтового барабанчика приводит к увеличению неравномерности распределения волокна по поверхности паковки.

Изложенное иллюстрируется примером расчета, результаты которого представлены на рис.30. Исходные данные те же, что и в предыдущем случае. Угловая скорость изменяется по закону $\omega(t)=\omega_{cp}+\varepsilon(t-t^*)$, где ε – угловое ускорение винтового барабанчика, рад/с^2; t^* – время, за которое радиус паковки увеличивается от $R_{нач}$ до радиуса, соответствующего жгутообразованию.

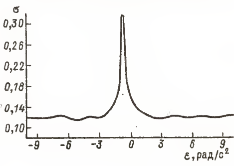


Рис.30.

Из рис.30 следует, что если ускорение ε лежит в пределах $-1 < \varepsilon < 0$, то это приводит к увеличению неравномерности распределения волокна. Поэтому для оценки эффективности выбранного закона рекомендуется использовать два значения коэффициента эффективности: среднее и минимальное ($Э_{cp}$, $Э_{min}$).

На рис.31 представлены результаты исследования эффективности механизма устранения жгутообразования в зависимости от амплитуды изменения угловой скорости винтового барабанчика. Параметры наматывания те же, что и в предыдущем случае. Из графика видно, что увеличение $\Delta\omega$ приводит к уменьшению σ_{cp}, где σ_{cp} – средняя величина среднеквадратического отклонения ($\sigma_{cp}=\frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi}\sigma\, d\Delta^*$).

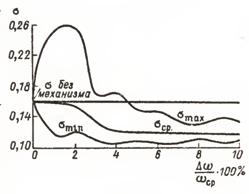


Рис.31.

Однако наряду с уменьшением σ_{cp} при $\Delta\omega < 5\%\ \omega_{cp}$, значение $\sigma_{max} > \sigma$. Это означает, что у некоторой части паковок жгу-

товая намотка будет не только не устранена, но даже усилена. Для гарантированного устранения жгутовой намотки необходимо, чтобы $\Delta\omega > 5\% \omega_{ср}$.

Кроме этого, на основании проведенных исследований установлено, что для устранения жгутообразования целесообразно применять такие законы, которые обеспечивают постоянное изменение угловой скорости винтового барабанчика ($\dot{\omega}(t) \neq 0$). Участки, на которых угловая скорость увеличивается, должны быть более продолжительными, чем участки, на которых происходит уменьшение угловой скорости.

Амплитуда колебаний угловой скорости, как правило, должна превышать $0{,}03...0{,}05\,\omega_{ср}$, но не больше, чем допускается исходя из условий наматывания при минимально и максимально возможных углах наматывания β_0. Наиболее целесообразным является закон с плавным увеличением угловой скорости и резким ее уменьшением. Период изменения угловой скорости не оказывает существенного влияния на эффективность работы механизма и может составлять для высокоскоростных приемно-намоточных механизмов 10-40 с.

Глава 3

НЕРАВНОМЕРНОСТЬ НАТЯЖЕНИЯ НИТИ ПРИ НАМАТЫВАНИИ

Качество нити определяется комплексом ее физико-механических свойств. Важнейшие из них характеризуются пределом прочности, модулем упругости, усадкой и др. Эти характеристики определяются как молекулярной структурой полимера, так и видом и однородностью его надмолекулярной структуры, причем условия формования и наматывания свежесформованного волокна сильно влияют на его надмолекулярную структуру.

Значительное отличие реальной прочности волокна от теоретически достижимой объясняется рядом причин, и в том числе неравномерностью физико-механических свойств комплексной нити как по сечению (элементарные волокна имеют различные физико-механические свойства), так и по длине. Для получения однородной по длине нити необходимо, чтобы параметры, влияющие на процессы формования и наматывания (температура расплава, давление расплава перед фильерой, скорость воздуха в обдувочной шахте, натяжение нити на всех участках ее движения и др.), оставались постоянными в течение всего процесса.

Качество паковки определяется тем, насколько успешно она позволяет производить последующие операции (сматывание, вытягивание, крашение в паковках и т.д.).

Для формирования качественной паковки помимо надежной работы нитераскладочного механизма следует обеспечивать требуемое натяжение нити при наматывании, обусловливающее плотность и распределение междуслойных давлений в паковке.

В связи с этим необходимо исследовать натяжение нити на различных участках ее движения в приемно-намоточном механизме в зависимости от его конструкции и кинематики, а также определить влияние его параметров на изменение натяжения нити в процессе раскладки и дать рекомендации для устранения этого явления.

Вопросам определения связи неравномерности получаемого волокна по линейной плотности с параметрами приемно-намоточного механизма посвящен ряд работ [23, 26, 32], в которых убедительно показано, что движение глазка нитеводителя вызывает периодическое изменение линейной плотности нити, приводящее, в свою очередь, к уменьшению ее прочности.

Неравномерность нити по линейной плотности, а также неоднородность структуры, вызванная неравномерным натяжением нити при наматывании, вызывают колебания натяжения на следующей стадии технологического процесса - вытягивании, что не позволяет осуществить максимальную кратность вытяжки из-за увеличения обрывности. Исследованию неравномерности натяжения нити посвящено множество работ экспериментального и теоретического характера. Однако это не означает, что данный вопрос решен окончательно.

Так, например, на всех экспериментально полученных тензограммах натяжения нити ярко выражена асимметрия кривой относительно минимального значения натяжения, т.е. оно достигает своего минимального значения раньше, чем глазок нитеводителя занимает среднее положение и длина нити в зоне наматывания становится минимальной. Это явление обусловлено продольным движением нити, так как для неподвижной (в продольном направлении) нити тензограмма натяжения получается симметричной и кривая достигает минимума в момент нахождения глазка нитеводителя в среднем положении. Таким образом, кривые, отражающие изменение натяжения нити в процессе раскладки, полученные с учетом продольного движения нити, должны иметь ярко выраженную асимметричную форму.

Натяжение нити при ее формовании и наматывании непостоянно вдоль пути ее движения и зависит как от свойств самой нити, так и от режимов наматывания.

Существуют две технологические схемы процесса наматывания: при галетном и безгалетном способах формования нити (т.е. при наличии или отсутствии прядильных дисков). Оба эти способа имеют свои особенности как в технологии, так и в механизмах для их осуществления.

На этапе проектирования необходимо знать, какое натяжение нити будет возникать в разных зонах, а также предусмотреть возможности его регулирования.

Сначала рассмотрим задачу определения натяжения нити при стационарном режиме ее движения, а также влияние трения в нитепроводящей гарнитуре на натяжение нити на различных участках. Под стационарным режимом понимается режим движения нити, когда натяжение в каждой точке ее пути не зависит от времени.

3.1. Натяжение нити при стационарном режиме движения

Для удобства дальнейших рассуждений введем понятие элемента транспортирования, в котором реализуется один из возможных способов воздействия на движущуюся нить:

а) кинематический - когда нити сообщается определенная наперед заданная скорость движения, равная скорости движения поверхности транспортирующего элемента;

б) силовой - когда к нити прикладывается в какой-либо точке (или на каком-либо участке) заданное усилие, определяющее разность натяжения нити до и после прохождения этой точки (участка).

В качестве элементов транспортирования могут быть предложены следующие:

1. Кинематические элементы, которые задают скорость движения нити вне зависимости от ее свойств и натяжения до и после элемента. Кинематические элементы можно представить в виде вращающегося шкива, охватываемого нитью, причем проскальзывание между нитью и шкивом на всей длине дуги охвата отсутствует.

2. Силовые элементы, с помощью которых задается разность натяжения нити до и после прохождения данного элемента. Величина этой разности может быть как положительной, так и отрицательной, т.е. усилие, создаваемое силовым элементом, может быть направлено как против движения нити, так и по ее движению. В зависимости от этого силовые элементы делятся на элементы трения (усилие направлено против движения нити) и тяговые (усилие совпадает с направлением движения нити). Элемент трения можно представить в виде неподвижного прутка, охватываемого нитью. При движении нити возникает сила трения, препятствующая ее движению. Тяговый элемент представим в виде эжектора, в котором силовое воздействие на нить осуществляется с помощью воздушной струи.

Из рассмотренных элементов можно составить три простейшие схемы транспортирования (рис.32).

Схема транспортирования нити с кинематическим заданием натяжения (рис.32,a) соответствует механизмам наматывания нити с

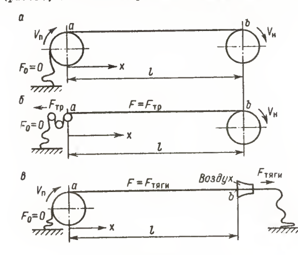


Рис.32.

принудительной подачей ее в намотку, например при галетном формовании. Схема транспортирования с силовым заданием натяжения (рис.32,$б$) лежит в основе механизмов наматывания нити с пассивной подачей ее в намотку, например при безгалетном формовании. Наконец, схема транспортирования нити с силовым заданием натяжения (рис.32,$в$) соответствует механизмам приема нити с помощью инжекторных устройств в контейнер.

Дальнейшее разнообразие механизмов транспортирования получается вводом в зону транспортирования ab кинематических или силовых элементов (под этой зоной будем понимать участок нити ab между выделенными элементами транспортирования).

Рассмотрим задачу определения натяжения нити для каждой схемы транспортирования. При решении ее необходимо знать динамическую зависимость напряжение-деформация растяжения нити в процессе нагрузки или разгрузки, которая в статическом состоя-

нии (рис.33) для синтетических нитей может быть записана в следующем виде:

$$\sigma = F/S = E_\tau \varepsilon + \eta_\tau \dot{\varepsilon}, \qquad (3.1)$$

где σ – напряжение в поперечном сечении нити, Па; F – ее натяжение, Н; S – площадь поперечного сечения, м^2; E_τ – текущий модуль упругости нити при растяжении, Па; $\varepsilon = (l - l_0)/l_0$ – относительное удлинение нити; $\dot{\varepsilon} = d\varepsilon/dt$ – скорость относительного удлинения, с$^{-1}$; η_τ – текущее значение вязкости материала нити при растяжении, Па·с; t – время, с.

Величины E_τ и η_τ, вообще говоря, являются переменными и зависят от ε и $\dot{\varepsilon}$. В первом приближении их можно принять постоянными, т.е. считать рассматриваемую синтетическую нить линейно-упруговязкой.

Рис.33.

Скорость распространения продольной упругой волны значительно больше скорости транспортирования нити, и, следовательно, задачу определения натяжения нити можно рассматривать как квазистатическую, т.е. считать, что натяжение нити постоянно по длине зоны транспортирования.

Исследуем процессы, происходящие в нити при движении в схеме транспортирования с кинематическим заданием натяжения (рис. 32,*а*). Обозначим через v_x скорость движения нити в точке x зоны транспортирования. Отметим, что $v_п \leqslant v_x \leqslant v_н$, причем $v_x = v_п$ при $x = 0$ и $v_x = v_н$ при $x = l$ ($v_п$ и $v_н$ – скорость подачи и наматывания). На основании решения общего уравнения для линейно-упруговязкой нити (3.1) с учетом начального и конечного условий после несложных математических преобразований получим формулу для определения напряжения нити в схеме транспортирования с кинематическим заданием натяжения:

$$\sigma = \beta_\sigma \sigma^{(0)}, \qquad (3.2)$$

где $\beta_\sigma = \left(1 - \exp\left\{-\frac{l E_\tau}{v_н \eta_\tau} - \frac{v_н - v_п}{v_п}\right\}\right)^{-1}$ – коэффициент возрастания напряжения для линейно-упруговязкой нити; $\sigma^{(0)} = \frac{v_н - v_п}{v_п} E_\tau$ – напряжение в линейно-упругой нити (при $\eta_\tau = 0$).

Коэффициент β_ε зависит как от свойств нити (отношение $E_т/\eta_т$), так и от параметров схемы транспортирования (длина l, скорость $v_н$, конечное относительное удлинение $\varepsilon_к=(v_н-v_п)/v_п$).

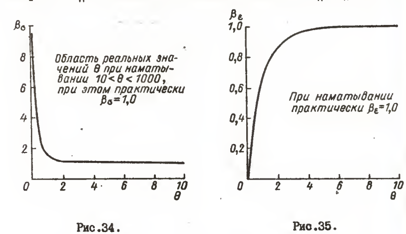


Рис.34. Рис.35.

На рис.34 представлена зависимость β_ε от $\theta=E_т l/(\eta_т v_н)$. Из рисунка видно, что при значениях $\theta > 7...8$ вязкие свойства нити практически не проявляются и можно считать $\beta_\sigma = 1$.

Таким образом, для схемы транспортирования с кинематическим заданием натяжения (рис.32,*а*) при заданных скоростях $v_п$ и $v_н$ конечное относительное удлинение нити $\varepsilon_к$ не зависит ни от длины зоны транспортирования, ни от свойств нити. Скорость движения линейно-упруговязкой нити в этой зоне непостоянна и изменяется от $v_п$ в точке *a* до $v_н$ в точке *b*; для линейно-упругой нити скорость движения постоянна и равна $v_н$. Кроме того, для схемы на рис.32,*а* растягивающее напряжение, а следовательно, и натяжение нити, зависит от величины θ в соответствии с формулой (3.2).

Рассмотрим теперь процессы, происходящие в зоне транспортирования схемы с силовым заданием натяжения (рис.32,*б*).

В данном случае требуется определить не напряжение σ, а относительное удлинение ε, так как σ пропорционально $F_{тр}$. Так же, как и в предыдущем случае, из общего уравнения (3.1) с учетом постоянства напряжения σ после несложных преобразований получим формулу для конечного относительного удлинения нити $\varepsilon_к$:

$$\varepsilon_к = \varepsilon_к^{(0)} \beta_\varepsilon , \qquad (3.3)$$

где $\beta_\varepsilon = \left(1 - \exp\left\{-\frac{E_т}{\eta_т}\left[l + v_н\left(1 - E_т(\sigma + E_т)^{-1}\right)\frac{\eta_т}{E_т}\right]v_н^{-1}\right\}\right)$ – коэффициент уменьшения относительного удлинения для линейно-упруговязкой нити; $\varepsilon_к^{(0)} = \sigma / E_т$ – конечное относительное удлинение для линейно-упругой нити (при $\eta_т = 0$).

Принимая во внимание, что $\sigma \ll E_т$, выражение для β_ε можно упростить и преобразовать к виду

$$\beta_\varepsilon \approx \left(1 - \exp\left\{-\frac{E_т l}{\eta_т v_н}\right\}\right).$$

Коэффициент β_ε определяется величиной θ, которая зависит как от свойств самой нити ($E_т, \eta_т$), так и от параметров схемы транспортирования (l, $v_н$, $F_{тр}$).

На рис.35 изображена зависимость β_ε от θ. Из рисунка следует, что при значениях $\theta > 7...8$ свойства вязкости нити практически не проявляются и можно считать $\beta_\varepsilon = 1$.

Для схемы транспортирования с силовым заданием натяжения (рис.32,*б*) при заданном усилии $F_{тр}$ напряжение в нити σ не зависит ни от длины зоны транспортирования, ни от свойств движущейся нити. Конечное относительное удлинение нити $\varepsilon_к$ определяется как свойствами нити, так и параметрами транспортирующего устройства. Кроме того, скорость движения линейно-упруговязкой нити в зоне транспортирования *ab* непостоянна.

Аналогичным образом может быть рассмотрена и третья схема механизма транспортирования (рис.32,*в*).

Исследуем влияние элемента трения на натяжение нити в зоне транспортирования. Рассмотрим схему с кинематическим заданием натяжения нити (рис.36,*а*). Эта схема в случае наматывания нити соответствует принудительной подаче ее в намотку. При введении элемента, соз-

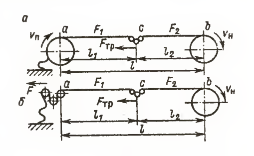


Рис.36.

дающего силу трения $F_{тр}$, в зону транспортирования ab натяжение в ветвях ac и cb, очевидно, связано соотношением $F_2 = F_{тр} + F_1$.

Для определения F_1 рассмотрим растяжение линейно-упруговязкой нити в зоне транспортирования. Исходя из линейности исходного уравнения (3.1) можно записать $\varepsilon_к = \varepsilon_1 + \varepsilon_{тр}$, где $\varepsilon_к$ – конечное относительное удлинение нити в точке b; ε_1 – относительное удлинение ее под действием усилия F_1 при движении от точки a до точки b; $\varepsilon_{тр}$ – относительное удлинение под действием усилия $F_{тр}$ при движении от c до b.

На основании общего решения уравнения (3.1) с учетом начальных и конечных условий будем иметь

$$\frac{v_н - v_п}{v_п} = \frac{\sigma_1}{E_т}\left[1 - \exp\left\{-\frac{E_т}{\eta_т}(t_1 + t_2)\right\}\right] + \frac{\sigma}{E_т}\left[1 - \exp\left\{-\frac{E_т}{\eta_т} t_2\right\}\right],$$

где $\sigma_1 = F_1/S$ – растягивающее напряжение на участке ac; $\sigma_2 = F_2/S$ – на участке cb; $\sigma = F_{тр}/S$ – растягивающее напряжение, обусловленное силой трения $F_{тр}$; t_1, t_2 – время прохождения элементарным участком нити отрезков ac и cb соответственно.

С достаточной степенью точности можно считать, что $t_1 = l_1/v_п$, $t_2 = l_2/v_н$. Тогда

$$\sigma_1 = \frac{(v_н - v_п)/v_п - (\sigma/E_т)\left[1 - \exp\left\{-E_т l_2/(\eta_т v_н)\right\}\right]}{1 - \exp\left\{-(E_т/\eta_т)(l_1/v_п + l_2/v_н)\right\}} E_т, \qquad (3.4)$$

а σ_2 определяется выражением

$$\sigma_2 = \frac{(v_н - v_п)E_т/v_п + \sigma\left[\exp\left\{-E_т l_2/(\eta_т v_н)\right\} - \exp\left\{-(E_т/\eta_т)(l_1/v_п + l_2/v_н)\right\}\right]}{1 - \exp\left\{-(E_т/\eta_т)(l_1/v_п + l_2/v_н)\right\}}. \qquad (3.5)$$

При $\eta_т = 0$ (линейно-упругая нить) получаем

$$\sigma_1 = \frac{v_н - v_п}{v_п} E_т - \sigma, \qquad \sigma_2 = \frac{v_н - v_п}{v_п} E_т. \qquad (3.6)$$

Выражения (3.6) показывают, что для линейно-упругой нити введение элемента трения в зону транспортирования не изменяет натяжение на участке cb (за элементом трения по движению нити). Натяжение нити на участке ac уменьшается на величину $F_{тр}$. Разумеется, что подобное утверждение с достаточной для практики точностью выполняется и для линейно-упруговязкой нити, у которой при заданных скоростях движения и диапазоне изменения относительного удлинения преобладают упругие свойства. Выражения

(3.4)-(3.6) справедливы до тех пор, пока $\sigma_1 \geqslant 0$, в силу того, что нить не может сопротивляться сжимающему усилию.

Выражения (3.6) для линейно-упругой нити можно получить исходя из более наглядных предположений. В этом случае напряжение и удлинение связаны между собой линейно (по закону Гука):

$$\sigma = F/S = E_т \varepsilon. \tag{3.7}$$

Относительное удлинение нити ε свяжем с ее линейной плотностью следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\gamma_l^{(0)} - \gamma_l}{\gamma_l}, \tag{3.8}$$

где $\gamma_l^{(0)}$ – линейная плотность нити в свободном состоянии; γ_l – ее линейная плотность, соответствующая натяжению F.

Рассмотрим массовый баланс нити в зоне транспортирования. Масса нити, поступившая в зону транспортирования за время Δt, определяется выражением $m_+ = \gamma_l^{(0)} v_п \Delta t$.

Масса нити, удаленная из зоны транспортирования за это же время, до введения элемента трения $m_- = \gamma_l v_н \Delta t$.

Для транспортирования нити должно выполняться условие

$$m_+ = m_-, \tag{3.9}$$

откуда $\gamma_l = \gamma_l^{(0)} v_п / v_н$.

Масса нити, удаляемая из зоны транспортирования в единицу времени Δt, после введения элемента трения $m_-^* = \gamma_l^* v_н \Delta t$, где γ_l^* – линейная плотность нити на участке cb за указанным элементом.

Если после введения элемента трения выполняется условие (3.9), то линейная плотность удаляемой нити составит $\gamma_l^* = \gamma_l^{(0)} v_п / v_н$, и, следовательно, $\gamma_l^* = \gamma_l^{(0)}$, т.е. линейная плотность выходящей нити не изменилась.

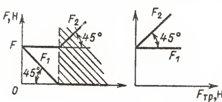
Таким образом, принимая во внимание (3.7) и (3.8), можно заключить, что натяжение нити на участке за элементом трения осталось неизменным. Натяжение нити на участке до элемента трения меньше, чем за элементом на величину $F_{тр}$.

Этот вывод справедлив, если $F_{тр} \leqslant F$. В противном случае участок за элементом трения отвечает схеме с пассивной подачей нити, описываемой соотношением (3.3).

Рассмотрим теперь схему с силовым заданием натяжения при введении в зону транспортирования элемента трения. В случае наматывания эта схема соответствует пассивной подаче нити в намотку (рис.36,δ). На элементарный отрезок нити в течение времени, за которое он проходит участок ac, действует сила F, а на участок cb – сила $F+F_{тр}$. Считая, что скорость нити на участках ac и cb постоянна и равна $v_н$, получаем выражение для конечного относительного удлинения

$$\varepsilon_к = \frac{\sigma_1}{E_т}\left[1-\exp\left\{-\frac{E_т l}{\eta_т v_н}\right\}\right] + \frac{\sigma}{E_т}\left[1-\exp\left\{-\frac{E_т l_2}{\eta_т v_н}\right\}\right], \qquad (3.10)$$

где $\sigma_1 = F/S$ – напряжение в поперечном сечении на участке ac; $\sigma = F_{тр}/S$ – дополнительное напряжение в нити, вызванное введением в зону транспортирования элемента трения.



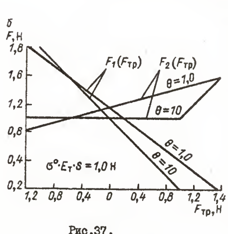


Рис.37.

Первое слагаемое в (3.10) представляет собой $\varepsilon_к$ до введения элемента трения в зону транспортирования. Таким образом, при указанной схеме натяжение нити за элементом трения по ходу движения нити возрастает на величину силы трения, в то время как натяжение до элемента трения остается неизменным. Конечное относительное удлинение нити увеличивается и может быть определено по формуле (3.10).

На рис.37,a представлена зависимость натяжения линейно-упругой нити для рассмотренных схем транспортирования.

На рис.37,δ приведены зависимости F_1 и F_2 от силы трения $F_{тр}$ в схеме с принудительной подачей для линейно-упруговязкой нити при $\theta = 10$ и $\theta = 1$.

При высокоскоростном наматывании синтетических нитей $\theta \geqslant 10$, но при этих значениях θ линейно-упруговязкая нить ведет себя так же, как и линейно-упругая. Поэтому при дальнейших исследованиях натяжения будем считать нить линейно-упругой.

В работе [34] получены экспериментальные результаты изменения натяжения нити в ветвях для схемы с кинематическим заданием натяжения. Эти результаты хорошо согласуются с результатами теоретического исследования (рис.38).

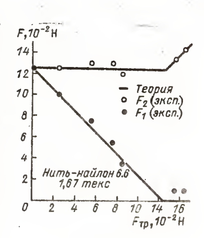


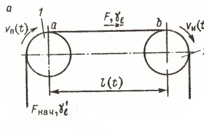
Рис.38.

3.2. Динамическая составляющая натяжения нити в схеме с принудительной подачей

При изменении параметров транспортирующего устройства с принудительной подачей нити ее натяжение в зоне транспортирования также изменяется. Реальная нить, как уже отмечалось, обладает сочетанием свойств упругости и вязкости. При работе приемно-намоточного механизма, для которого величина создаваемой относительной деформации весьма мала, достаточно учитывать лишь упругую деформацию нити.

Для упругой нити определение натяжения F может быть сведено к определению ее линейной плотности (см.формулы (3.7) и (3.8)). Для линейно-упругой нити $E_T = const$ и характер изменения натяжения полностью совпадает с характером изменения ε. Транспортирующее устройство с кинематическим заданием натяжения представляет собой два вращающихся шкива, расположенных на расстоянии $l(t)$ друг от друга (рис.39,a). Питающий шкив 1 подает в зону ab нить линейной плотностью γ_l^1 со скоростью $v_п(t)$. Приемный шкив 2 принимает нить со скоростью $v_н(t)$. Проскальзывание между шкивами и нитью отсутствует.

Натяжение нити в зоне ab можно представить как сумму двух слагаемых $F = F_{нач} + F_{доп}$, где $F_{нач}$ – натяжение, имеющееся в нити до ее доступления в зону ab (соответствующее линейной плотности нити γ_l^1); $F_{доп}$ – дополнительное натяжение, возникающее в нити за счет удлинения ее на участке ab.



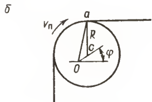


Рис.39.

Рассмотрим изменение относительной деформации нити в зоне ab при изменении параметров транспортирующего устройства (рис. 39,*а*) и на основании этого определим закон изменения величины $F_{доп}$ [32]. Составим уравнение массового баланса нити в зоне ab. Разобьем ось времени на интервалы Δt точками $t_1, t_2, \ldots, t_n, \ldots$. Масса нити, поступающая в зону ab за интервал $[t_{к-1}, t_к]$, $m_+ = v_п(t^*)\gamma_l^1(t^*)\Delta t$. Масса нити, удаленная за это же время, $m_- = v_н(t^*)\frac{m}{l(t^*)}\Delta t$, где $t_{к-1} \leqslant t^* \leqslant t_к$ – масса нити в зоне ab.

Таким образом, изменение массы нити в зоне транспортирования ab за время Δt составляет

$$\Delta m = v_п(t^*)\gamma_l^1(t^*)\Delta t - v_н(t^*)\frac{m}{l(t^*)}\Delta t.$$

Устремляя Δt к нулю, после преобразований получаем

$$\dot{m} + \frac{v_н(t)}{l(t)} m = v_п(t)\gamma_l^1(t). \qquad (3.11)$$

Это выражение является линейным неоднородным дифференциальным уравнением первого порядка относительно m. Решая уравнение (3.11), находим зависимость для определения массы нити в зоне ab:

$$m(t) = C\exp\left\{-\int_0^t \frac{v_н(\xi)}{l(\xi)}d\xi\right\} + \exp\left\{-\int_0^t \frac{v_п(\xi)}{l(\xi)}d\xi\right\}\int_0^t v_п(\varkappa)\gamma_l^1(\varkappa)\exp\left\{\int_0^{\varkappa}\frac{v_н(\xi)}{l(\xi)}d\xi\right\}d\varkappa, \qquad (3.12)$$

где ξ, $æ$ – переменные интегрирования, при $t = 0$, $m(0) = C$. Линейная плотность нити $\gamma_l(t) = m(t)/l(t)$.

Рассмотрим некоторые частные случаи.

1. Параметры механизма и линейная плотность поступающей нити постоянны.

Пусть с момента $t = 0$ параметры механизма и γ_l^1 постоянны. Воспользовавшись формулой (3.12) и произведя интегрирование, получим

$$m(t) = m(0)\exp\left\{-\frac{v_н}{l}t\right\} + \frac{v_п}{v_н}\gamma_l^1 l\left(1 - \exp\left\{-\frac{v_н}{l}t\right\}\right). \qquad (3.13)$$

Устремив t к бесконечности, найдем выражения для массы нити в зоне транспортирования $m(t) = \frac{v_п}{v_н}\gamma_l^1 l = const$ и для относительного удлинения при постоянных параметрах $\varepsilon = (v_н - v_п)/v_п$.

2. Скачкообразное изменение длины l зоны транспортирования. Пусть до момента $t = 0$ система находилась в установившемся состоянии с постоянными параметрами по п.1. В момент времени $t = 0$ длина зоны транспортирования увеличилась на величину Δl, т.е. $l_1 = l + \Delta l$.

Определим изменение относительного удлинения нити в этом случае. Воспользовавшись общей формулой (3.12), произведя интегрирование, получим с учетом начальных условий следующую зависимость:

$$m(t) = \frac{v_п}{v_н}T_1\left[(l - l_1)\exp\left\{-\frac{v_н}{l_1}t\right\} + l_1\right].$$

Относительное удлинение нити описывается зависимостью

$$\varepsilon(t) = \frac{v_н}{v_п}\frac{l_1}{\left[(l - l_1)\exp\left\{-(v_н/l_1)t\right\} + l_1\right]} - 1. \qquad (3.14)$$

Из этой формулы нетрудно видеть, что

$$\varepsilon(t = 0 - dt) = \frac{v_н}{v_п} - 1,\ \varepsilon(t = 0 + dt) = \frac{v_н}{v_п}\frac{l_1}{l} - 1,\ \varepsilon(t \to \infty) \to \frac{v_н}{v_п} - 1,$$

где dt – бесконечно малый промежуток времени.

Таким образом, при мгновенном увеличении длины зоны транспортирования на величину Δl относительное удлинение нити также мгновенно увеличивается на величину

$$\varepsilon(t = 0 + dt) - \varepsilon(t = 0 - dt) = \frac{v_н}{v_п}\frac{\Delta l}{l},$$

а с течением времени асимптотически приближается к своему первоначальному значению.

3. Скачкообразное изменение скорости приема нити. Пусть до момента $t = 0$ система находилась в установившемся состоянии с постоянными параметрами по п.1. В момент $t = 0$ скорость приема нити изменила свое значение с $v_н$ до $v_н^*$. Определим реакцию системы на это возмущение. Произведя интегрирование в выражении (3.12) и сгруппировав члены, получим

$$m(t) = \frac{v_п}{v_н - v_н^*}(v_н^* - v_н)\gamma_l^1 l \exp\left\{-\frac{v_н^*}{l}t\right\} + \frac{v_п}{v_н}\gamma_l^1 l .$$

Закон изменения относительной деформации нити в зоне ab

$$\varepsilon(t) = \frac{v_н}{v_п}\frac{1}{(1 - v_н/v_н^*)\exp\{-v_н^* t/l\} + v_н/v_н^*} - 1 . \qquad (3.15)$$

Из формулы (3.15) видно, что

$$\varepsilon = (v_н - v_п)/v_п \qquad \text{при} \quad t = 0,$$

$$\varepsilon = (v_н^* - v_п)/v_п \qquad \text{при} \quad t \to \infty .$$

Таким образом, при скачкообразном изменении скорости приема нити от $v_н$ до $v_н^*$ относительная деформация нити в зоне изменяется плавно по экспоненциальной кривой.

Найдем постоянную времени для переходного процесса, которая показывает, насколько быстро система стремится к установившемуся режиму. Для этого вычислим значение производной выражения (3.15) при $t = 0$: $\dot{\varepsilon}(0) = \frac{v_н}{v_п}\frac{v_н^* - v_н}{l}$. Постоянную времени C получим из равенства $(\varepsilon(t\to\infty) - \varepsilon(0))/C = \dot{\varepsilon}(0)$. Подставив соответствующие значения, найдем $C = l/v_н$.

Таким образом, увеличение длины зоны ab приводит к увеличению инерционности системы при переходном процессе, а увеличение скорости приема нити уменьшает ее.

На рис.40 изображены зависимости, характеризующие переходные процессы при скачкообразном изменении скорости приема от 10,1 до 10,2 м/с и скорости питания $v_п = 10$ м/с. Кривая *1* описывает переходный процесс при длине зоны транспортирования $l = 1$ м, при этом $C = 0{,}098$ с; кривая *2* – при $l = 2$ м и $C = 0{,}196$ с.

4. Периодическое изменение скорости приема нити. Такой процесс возникает, например, при транспортировании нити прядильными дисками с эксцентрично установленным приемным диском. Найдем зависимость скорости приема нити от времени. Из рис.39, *б* имеем

$$0a = e\sin\varphi + \sqrt{R^2 - [e\cos\varphi]^2},$$

где R – радиус диска; C – его геометрический центр; $0a$ – текущий радиус, на который производится прием нити; $e=0c$ – эксцентриситет и $\varphi=\omega t$ – угол поворота диска.

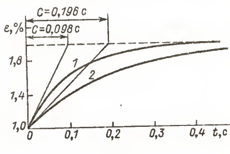


Рис.40.

Вынося из под корня R вследствие малости величины $(e/R)^2$, получаем $0a=e\sin\varphi+R$. Таким образом, скорость приема определяется выражением

$$v_н = \omega(0a) =$$

$$= \omega e\sin(\omega t) + R\omega.$$

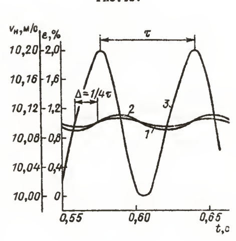


Рис.41.

Решение уравнения (3.11) для рассматриваемого возмущения производилось методом численного интегрирования Рунге-Кутта на ЭЦВМ "Минск-32". Одновременно в каждой точке вычислялись значения относительной деформации нити. Расчет выполнялся при следующих исходных данных: $v_н = 10$ м/с, $R = 0,1$ м, $\omega = 101$ рад/с, $e = 0,001$ м.

На рис.41 приведены зависимости изменения относительной деформации нити во времени при длине зоны транспортирования $l =$

= 1 м (кривая *1*), l = 2 м (кривая *2*), вызванной гармоническим изменением скорости приема нити $v_н(t)$ (кривая *3*). Из рисунка видно, что изменение относительной деформации нити представляет собой периодическую функцию с периодом τ, равным периоду изменения скорости приема $v_н(t)$, сдвинутую во времени на величину Δ, которая в этом случае составляет четверть периода. Изменение длины зоны транспортирования оказывает влияние на амплитуду колебания $\varepsilon(t)$. Так, увеличение длины l в 2 раза (от 1 до 2 м) повлекло за собой уменьшение амплитуды также в 2 раза.

3.3. Изменение натяжения нити в приемно-намоточном механизме

Натяжение нити при наматывании непостоянно по величине и зависит как от свойств нити, так и от конструкции приемно-намоточного механизма. Принципиальная схема приемно-намоточного механизма изображена на рис.42. Колебания натяжения нити при наматывании происходят, главным образом, вследствие периодического изменения ее длины в зоне наматывания от точки схода нити с последнего по ходу ее движения прядильного диска до точки наматывания, а также вследствие периодического изменения скорости наматывания из-за изменения угла намотки нити на краях паковки.

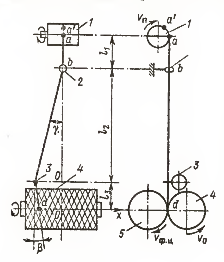


Рис.42.

Кроме того, периодические колебания натяжения нити могут быть вызваны инерционными нагрузками, которые в сочетании с силами аэродинамического сопротивления приводят к возникновению поперечных колебаний в нити. Амплитуда этих колебаний зависит от час-

тоты движения нити в веере раскладки, а также от длины нити в зоне наматывания. В реальных условиях при скорости наматывания до 70 м/с поперечные колебания нити оказывают пренебрежимо малое влияние на ее натяжение.

Помимо указанных причин, вызванных процессом раскладки нити, необходимо отметить факторы, влияющие на неравномерность натяжения нити при наматывании, но не связанные с работой нитераскладочного механизма:

1. Изменение окружной скорости прядильного диска $v_п$, осуществляющего подачу нити в намотку. Это изменение может возникать вследствие отклонения его поверхности от правильной геометрической формы (некруглость), а также вследствие смещения оси вращения относительно геометрической оси (эксцентричность).

2. Поступление в намотку нити с непостоянными физико-механическими свойствами (линейная плотность, модуль упругости), возникающими в результате неравномерной подачи расплава прядильными насосами, неравномерной обдувки свежесформованного волокна и т.п.

3. Изменение скорости наматывания нити $v_н$ (не связанное с изменением угла намотки β), вызываемое изменением коэффициента проскальзывания между паковкой и фрикционным цилиндром (оно может интерпретироваться как "медленное" по сравнению с частотой движения нитеводителя).

Рассмотрим подробно колебания натяжения нити, вызванные возвратно-поступательным движением нитеводителя.

Периодическое изменение длины нити. Пусть в точках a и d (см.рис.42) скорость движения нити строго фиксирована. В точке a она равна окружной скорости прядильного диска $v_п$, а в точке d – скорости наматывания нити на паковку $v_н$. При работе приемно-намоточного механизма на прядильном диске появляется дуга скольжения, в пределах которой нить проскальзывает относительно его поверхности, и, таким образом, точка a смещается в направлении, противоположном движению нити, занимая положение a'. Это перемещение точки приводит к увеличению зоны транспортирования на длину дуги $a'a$, которая весьма незначительна по сравнению с величиной ad, вследствие чего ею можно пренебречь. Кроме того, на дуге $a'a$ на нить действует сила трения, которая,

однако, как было показано ранее, не влияет на натяжение на участке ad. Исходя из этого проскальзывание нити на диске не учитываем. Полная длина нити на участке ad выражается формулой $l = l_1 + l_2(\cos\gamma)^{-1} + l_3(\cos\beta)^{-1}$, где γ – угол отклонения нити от вертикали в треугольнике раскладки; β – угол наматывания.

Угол γ можно определить при известном законе движения нитеводителя $y = y(t)$ из уравнения $\gamma(t) = \operatorname{arctg}[y(t)/l_2]$.

Угол наматывания β можно получить из дифференциального уравнения наматывания (2.1) (или (2.2)), которое для паковки цилиндрической формы при постоянной окружной скорости запишем в виде

$$\frac{1}{v_0}\,\frac{dx}{dt} = \operatorname{tg}\beta = \frac{y(t) - x}{l_3}\,, \tag{3.16}$$

где x – координата точки наматывания; v_0 – окружная скорость паковки.

Решив уравнение наматывания для заданного закона движения нитеводителя, можно определить изменение угла β в процессе раскладки.

Периодическое изменение скорости наматывания нити. Скорость наматывания нити может быть вычислена по формуле $v_н = v_0(\cos\beta)^{-1}$. Угол β определяется, как в предыдущем случае при известном законе движения нитеводителя $y = y(t)$, из дифференциального уравнения наматывания (3.16).

Сделанные допущения позволяют использовать для определения натяжения нити при наматывании уравнение массового баланса нити (3.11), которое с учетом особенностей наматывания может быть преобразовано к виду, более удобному для вычислений. Разделив правую и левую части уравнения массового баланса (3.11) на $l(t)$, получим

$$\frac{\dot m}{l(t)} + \frac{v_н(t)}{l(t)}\,\frac{m}{l(t)} = \frac{v_н(t)}{l(t)}\,\gamma_l^1\,.$$

Учитывая, что

$$\gamma_l(t) = \frac{m}{l(t)} \quad \text{и} \quad \dot\gamma_l(t) = \frac{\dot m\, l(t) - m\,\dot l(t)}{[l(t)]^2}\,,$$

где $\gamma_l(t)$ – линейная плотность нити в зоне наматывания, имеем

$$\dot\gamma_l + \frac{m\,\dot l(t)}{[l(t)]^2} + \frac{v_н(t)}{l(t)}\,\gamma_l = \frac{v_н(t)}{l(t)}\,\gamma_l^1\,. \tag{3.17}$$

Для линейно-упругой нити $\gamma_l = \gamma_l^1/(\varepsilon_{доп}+1)$, где $\varepsilon_{доп}$ – дополнительное удлинение нити в зоне наматывания (соответствующее натяжению $F_{доп}$), откуда

$$\dot{\gamma}_l = \frac{\dot{\gamma}_l^1}{\varepsilon_{доп}+1} - \frac{\gamma_l^1\,\dot{\varepsilon}_{доп}}{(\varepsilon_{доп}+1)^2}. \qquad (3.18)$$

Подставляя (3.18) в (3.17), получаем

$$\frac{\dot{\gamma}_l^1}{\varepsilon_{доп}+1} - \frac{\gamma_l^1\,\dot{\varepsilon}_{доп}}{(\varepsilon_{доп}+1)^2} + \frac{\gamma_l^1}{\varepsilon_{доп}+1}\left[\frac{\dot{l}(t)+v_н(t)}{l(t)}\right] = \gamma_l^1\,\frac{v_п(t)}{l(t)}.$$

Преобразуя члены в левой части и учитывая, что $\varepsilon_{доп}=F_{доп}/c_\varepsilon$, $\dot{\varepsilon}_{доп} = \dot{F}_{доп}/c_\varepsilon$, где $F_{доп}$ – дополнительное натяжение нити, создаваемое в зоне наматывания, Н; c_ε – относительная жесткость нити при растяжении, Н, будем иметь

$$-\frac{\dot{F}_{доп}}{c_\varepsilon}\gamma_l^1 + \left(\frac{F_{доп}}{c_\varepsilon}+1\right)\left[\dot{\gamma}_l^1 + \gamma_l^1\,\frac{\dot{l}(t)+v_н(t)}{l(t)}\right] = \gamma_l^1\,\frac{v_н(t)}{l(t)}\left(\frac{F_{доп}}{c_\varepsilon}+1\right)^2. \qquad (3.19)$$

Уравнение (3.19) представляет собой общее уравнение натяжения нити, эквивалентное уравнению массового баланса.

Считая, что линейная плотность поступающей нити постоянна, т.е. $\gamma_l^1 = const$, а следовательно, $\dot{\gamma}_l^1 = 0$, и скорость подачи нити в намотку также постоянна: $v_п(t) = v_п = const$, после небольшой перегруппировки членов из уравнения (3.19) получаем

$$-\dot{F}_{доп}c_\varepsilon l(t) + (F_{доп}+c_\varepsilon)(\dot{l}(t)+v_н(t))c_\varepsilon = v_п(F_{доп}+c_\varepsilon)^2. \qquad (3.20)$$

Таким образом, величину дополнительного натяжения нити $F_{доп}(t)$ в приемно-намоточном механизме (рис.42) можно описать при помощи системы уравнений:

$$y = y(t),\ \dot{x} = \frac{y(t)-x}{l_3}v_0,\ \beta = \mathrm{arctg}\,\frac{\dot{x}}{v_0},\ \gamma = \mathrm{arctg}\,\frac{y(t)}{l_2},$$

$$l(t) = l_1 + l_2(\cos\gamma)^{-1} + l_3(\cos\beta)^{-1},\ v_н(t) = v_0(\cos\beta)^{-1}, \qquad (3.21)$$

$$-\dot{F}_{доп}c_\varepsilon l(t) + (F_{доп}+c_\varepsilon)(\dot{l}(t)+v_н(t))c_\varepsilon = v_п(F_{доп}+c_\varepsilon)^2,$$

два из которых являются дифференциальными.

Для определения $F_{доп}(t)$ необходимо иметь следующие исходные данные:

а) постоянные: v_0 – окружная скорость паковки, м/с; $v_п$ – окружная скорость прядильного диска, м/с; l_1, l_2, l_3 – длины соответствующих участков, м; γ_l^I – линейная плотность поступающей нити, кг/м; $E_т$ – модуль упругости нити при растяжении, Н/м^2; S – площадь поперечного сечения нити, м^2;

б) переменные: $y=y(t)$ – закон движения глазка нитеводителя.

Расчет производится в следующем порядке:

Сначала решается второе уравнение системы (3.21) и определяется закон $x=x(t)$ движения точки раскладки, а затем – законы изменения углов β и γ во времени. После этого с помощью пятого и шестого уравнений определяются изменение длины $l(t)$ и скорости наматывания нити $v_н(t)$ в процессе работы намоточного механизма. Полученные зависимости $l=l(t)$ и $v_н=v_н(t)$ подставляются в последнее уравнение (3.21), решение которого отражает закон изменения во времени дополнительного натяжения нити $F_{доп}(t)$ в зоне наматывания.

Точное аналитическое решение дифференциальных уравнений системы (3.21) приводит даже в случае простейших законов движения нитеводителя к чрезвычайно громоздким выражениям и не может быть доведено до конца. Численное решение указанных уравнений может быть получено при использовании ЭЦВМ для каждого набора исходных данных. Для этого были разработаны алгоритмы и программное обеспечение на языке Фортран-IУ.

Для прикидочных инженерных расчетов, проводимых на стадии проектирования, целесообразно отождествлять закон движения глазка нитеводителя $y=y(t)$ с законом движения точки наматывания $x=x(t)$, или, что то же самое, считать $l_3=0$. В этом случае, считая реверс мгновенным, можно найти приближенное решение уравнения массового баланса (3.11) в виде полинома с неопределенными коэффициентами

$$m(t)=m_0+m_1 t+m_2 t^2+m_3 t^3+m_4 t^4 \quad \text{при} \quad -\frac{B}{2v_р}\leqslant t\leqslant\frac{B}{2v_р},$$

где B – ширина раскладки; $v_р$ – скорость движения нитераскладчика.

Коэффициенты этого полинома при $l_1=0$:

$$m_0=\frac{l_2 D\,(6l_2^2+(v_н^2/v_р^2)B^2/4)}{v_н[6l_2^2+(v_н^2/v_р^2-1)B^2/4]}, \quad m_1=-\frac{BD}{4[6l_2^2+(v_н^2/v_р^2-1)B^2/4]},$$

$$m_2 = \frac{v_н B^2 D}{8l_2[6l_2^2 + (v_н^2/v_р^2 - 1)B^2/4]}, \quad m_3 = \frac{v_р^2 D}{[6l_2^2 + (v_н^2/v_р^2 - 1)B^2/4]},$$

$$m_4 = -\frac{v_н v_р^2 D(2 + B^2/(8l_2^2))}{8l_2[6l_2^2 + (v_н^2/v_р^2 - 1)B^2/4]},$$

где $D = v_п \gamma_l^1$.

Для проведения расчетов по этой методике были разработаны алгоритм и программа на языке Фортран-IУ. На рис.43 представлена зависимость $\varepsilon_{доп}(t)$ при движении нитеводителя из одного крайнего положения в другое. Анализируя изменение $\varepsilon_{доп}(t)$, нетрудно заметить несимметричность кривой относительно минимального значения $\varepsilon_{доп}^{min}$, т.е. относительная деформация нити достигает своего минимального значения раньше, чем нитеводитель приходит в среднее положение. Это же явление можно наблюдать на экспериментальных тензограммах натяжения нити. Указанная несимметричность кривой $\varepsilon_{доп}(t)$ является следствием продольного движения нити при наматывании.

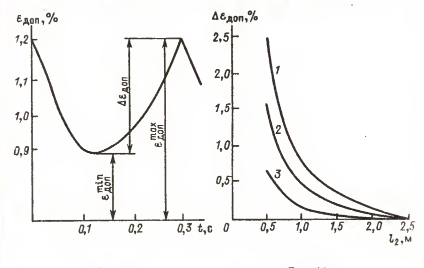


Рис.43. Рис.44.

Большое практическое значение имеет определение величины неравномерности натяжения в процессе намотки. Рассматривая в

рамках сделанных допущений вместо неравномерности натяжения неравномерность относительного удлинения нити, определяем ее как $\Delta\varepsilon_{доп}=\varepsilon_{доп}^{max}-\varepsilon_{доп}^{min}$, где $\varepsilon_{доп}^{max}$, $\varepsilon_{доп}^{min}$ – соответственно максимальное и минимальное относительное удлинение нити в процессе наматывания.

На величину $\Delta\varepsilon_{доп}$ в наибольшей степени оказывают влияние высота треугольника раскладки l_2 и длина раскладки нити на бобине B. Кроме того, увеличение угла намотки нити β приводит к увеличению $\Delta\varepsilon_{доп}$. На рис.44 представлены зависимости $\Delta\varepsilon_{доп}$ от l_2 при различных B (1 – B = 0,5 м; 2 – B = 0,25 м; 3 – B = = 0,125 м). Угол намотки β и длина раскладки B задаются в качестве исходных данных при проектировании, поэтому уменьшить колебания натяжения нити можно только путем увеличения высоты l_2. Из рисунка видно, что при $l_2 > 2{,}5$ м движение нити в веере раскладки практически не вызывает колебаний относительного удлинения (натяжения нити).

При высокоскоростном наматывании этот путь уменьшения колебаний натяжения нити не может быть использован, так как при этом возрастают габарит машины и инерционные нагрузки, действующие на нить при раскладке. Значительная длина нити в веере раскладки будет приводить при высокоскоростном наматывании к возникновению интенсивных поперечных колебаний нити. При совпадении собственной частоты поперечных колебаний нити с частотой ее движения в веере раскладки амплитуда этих колебаний может достигать больших значений.

При высокоскоростном наматывании уменьшения амплитуды колебаний натяжения нити можно добиться двумя путями. Во-первых, следует устранить причины, вызывающие колебания натяжения нити, которыми являются непостоянство расстояния от точки схода нити с последнего по ходу ее движения прядильного диска до точки набегания нити на паковку и непостоянство скорости наматывания нити из-за изменения угла наматывания на краях паковки.

Во-вторых, возможна установка компенсирующих устройств (КУ) (рис.45), в конструкцию которых входит упругий элемент, имеющий способность деформироваться при изменении натяжения нити. Подбирая соответствующим образом частоту собственных колебаний подвижной системы компенсатора, можно добиться уменьшения колебаний натяжения нити.

Исследование динамики компенсаторов актуально также и потому, что в связи с возникающими трудностями при увеличении скорости фрикционной намотки в последнее время возрос интерес к бесфрикционным намоточным устройствам, у которых угловая ско-

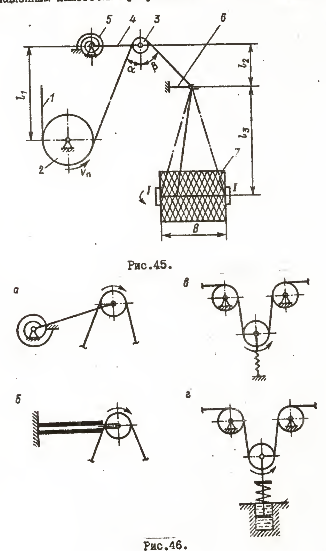


Рис.45.

Рис.46.

рость приводного двигателя, жестко связанного с паковкой, регулируется по какому-либо параметру наматывания. Наибольшее распространение в промышленности имеет регулирование угловой скорости паковки по натяжению нити, поступающей в намотку. В этом случае датчик натяжения нити выполняется аналогично компенсатору (рис.45), и поэтому результаты исследований могут быть использованы при проектировании этих устройств. Примеры КУ для уменьшения колебаний натяжения нити при наматывании приведены на рис.46, *а–г*.

Все приведенные конструкции КУ имеют упругий элемент, деформация которого изменяется при изменении натяжения нити. Несмотря на конструктивные различия, они могут быть заменены одной динамической моделью, представляющей собой массу подвижных частей КУ, приведенную к центру ролика, охватываемого нитью. Масса связана со стойкой при помощи упругодиссипативного элемента.

3.4. Динамика компенсаторов колебаний натяжения нити

Расчет выравнивающей способности компенсатора можно производить, используя для этого уравнение (3.20), описывающее натяжение в движущейся нити. Расчетная схема представлена на рис.47. К указанному уравнению в этом случае необходимо добавить уравнение движения компенсатора, которое представляет собой линейное дифференциальное уравнение второго порядка. Решение полученной системы в аналитическом виде невозможно, поэтому была составлена программа на языке Фортран-IУ, реализованная на ЭЦВМ ЕС-1020. Однако расчет по данной программе требует больших затрат машинного времени для многократного определения корней системы трансцендентных уравнений, при этом затрудняется анализ влияния отдельных факторов на параметры решения.

Для получения решения в аналитическом виде была разработана динамическая модель движущейся нити. Для этого необходимо заменить в схеме, изображенной на рис.47, движущуюся нить сочетанием элементов, применяемых обычно для построения динами-

ческих моделей (масса, жесткость, демпфер). Такая замена помимо всего прочего позволяет воспользоваться хорошо разработанным аппаратом теории колебаний.

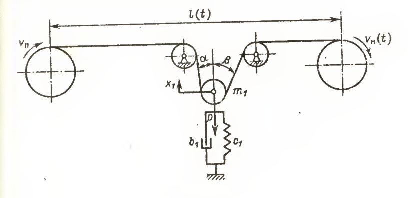


Рис.47.

Итак, задача состоит в следующем: уравнение (3.20), описывающее натяжение движущейся нити в модели, представленной на рис.48,*а*, необходимо заменить более простым уравнением, являющимся описанием динамической модели, решение которого минимально отличается от решения уравнения (3.20).

Предложенная динамическая модель движущейся нити изображена на рис.48,*б*. Она состоит из линейного упругого элемента с жесткостью c и линейного демпфирующего элемента с коэффициентом вязкого трения b, соединенных последовательно между собой. В точке *1* к модели прикладывается кинематическое возбуждение. Усилие, возникающее в упругом элемен-

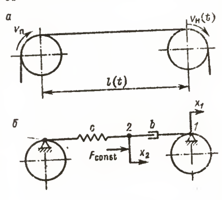


Рис.48.

те, равно натяжению движущейся нити при изменении параметров приемного устройства, которые имитируются кинематическим возбуждением в точке *1*.

Дополнительное натяжение нити в зоне наматывания включает в себя две составляющие: $F_{доп}=F_{const}+F_{var}$, где F_{const} – постоянная составляющая дополнительного натяжения, возникающая из-за превышения скорости наматывания над скоростью подачи нити в зону наматывания; F_{var} – переменная составляющая дополнительного натяжения, возникающая из-за изменения параметров процесса наматывания за время одного хода нитеводителя.

Составляющая F_{const} может быть определена по формуле $F_{const}=c_\varepsilon(l_{пр}-l_{пит})/l_{пит}$, где $l_{пр}$, $l_{пит}$ – длина намотанной и поданной нити за время одного хода нитеводителя. Считая постоянной скорость подачи нити в зону наматывания, можем записать

$$F_{const}=c_\varepsilon\frac{v_н^*-v_п}{v_п}. \qquad (3.22)$$

Здесь $v_н^*=\int_0^{t_1}v_н(t)dt/t_1$ – средняя скорость наматывания за один ход нитеводителя; t_1 – время одного хода.

Постоянная составляющая натяжения нити F_{const}, приложенная в точке *2*, определяется по формуле (3.22). Кинематическое возбуждение

$$x_1=l(t)-l_{ср}+\int_0^t(v_н(t)-v_н^*)dt, \qquad (3.23)$$

где $l_{ср}$ – среднее расстояние от точки наматывания нити на паковку до точки схода нити с прядильного диска за время одного двойного хода нитеводителя.

Уравнение, описывающее поведение динамической модели, изображенной на рис.48,*б*, имеет вид

$$b\dot{x}_2+cx_2=b\dot{x}_1+F_{const},$$

откуда, производя замену переменной $x_2=x_2^*+y$, где $x_2^*=F_{const}/c$, получаем

$$b\dot{y}+cy=b\dot{x}_1. \qquad (3.24)$$

Исследуем решения данного уравнения для некоторых частных случаев.

1. Скачкообразное изменение координаты x_1 на величину Δx_1. В этом случае решение уравнения (3.24) с учетом начальных усло-

вий будет иметь вид $y=\Delta x_1 exp\{-\frac{c}{b}t\}$.Таким образом, усилие, возникающее в упругом элементе, составит

$$F=F_{const}+cy=F_{const}+c\Delta x_1 exp\left\{-\frac{c}{b}t\right\}. \qquad (3.25)$$

Следовательно, при $t=0$ усилие F мгновенно возрастает до величины $F_{const}+c\Delta x_1$,а затем экспоненциально убывает до значения F_{const}. Точно такое же явление было отмечено в п.3.2 при исследовании натяжения движущейся нити с помощью уравнения массового баланса нити в зоне наматывания.

Рассмотрим отдельно переменную составляющую натяжения из уравнения (3.25)

$$F_{var}=c\Delta x_1 exp\left\{-\frac{c}{b}t\right\}. \qquad (3.26)$$

Выделим переменную составляющую из решения уравнения массового баланса для аналогичного возмущения:

$$F^{M}_{var}=c_\varepsilon\frac{v_н}{v_п}\,\frac{l_1-l}{(l-l_1)exp\{-v_н t/l_1\}+l_1}\,exp\left\{-\frac{v_н}{l_1}t\right\}.$$

Считая величину $l_1-l=\Delta l$ малой по сравнению с l_1, можно пренебречь первым слагаемым в знаменателе. Тогда

$$F^{M}_{var}=c_\varepsilon\frac{v_н}{v_п}\,\frac{\Delta l}{l_1}\,exp\left\{-\frac{v_н}{l_1}t\right\}. \qquad (3.27)$$

Сравнивая между собой выражения (3.26) и (3.27) и учитывая, что $\Delta x_1=\Delta l$, можно записать $c=c_\varepsilon v_н/(l_1 v_п)$, $c/b=v_н/l_1$. Из второго уравнения определяем b. Учитывая, что в реальном приемно-намоточном механизме скорость наматывания незначительно превышает скорость подачи нити в намотку $v_н\approx v_п=v$, получаем окончательные выражения для параметров c и b динамической модели движущейся нити:

$$c=c_\varepsilon/l_1, \qquad b=c_\varepsilon/v. \qquad (3.28)$$

Выражения (3.28) определяют параметры динамической модели таким образом, чтобы при мгновенном увеличении длины зоны транспортирования на величину $\Delta l(\Delta x_1)$ динамическая модель описывала такой же процесс, что и модель, построенная исходя из уравнения массового баланса нити в зоне наматывания (3.13). Численная проверка дала практически полное совпадение результатов.

2. Скачкообразное изменение скорости приема нити на величину $\Delta v_н$. Для динамической модели это возмущение равносильно тому, что координата x_1 начинает двигаться со скоростью $\dot{x}_1 = \Delta v_н$. Решение уравнения (3.24) при этом возмущении с учетом начальных условий имеет вид

$$y = \frac{b}{c}\dot{x}_1\left(1 - \exp\left\{-\frac{c}{b}t\right\}\right).$$

Усилие, возникающее в упругом элементе в этом случае, составляет

$$F = F_{const} + cy = F_{const} + b\dot{x}_1\left(1 - \exp\left\{-\frac{c}{b}t\right\}\right). \qquad (3.29)$$

Таким образом, при $t = 0$ усилие $F = F_{const}$, а затем экспоненциально возрастает до $F = F_{const} + b\dot{x}_1$.

Точно так же изменяется натяжение и в модели, построенной исходя из уравнения массового баланса нити (3.14).

Рассмотрим отдельно переменную составляющую натяжения из уравнения (3.29):

$$F_{var} = b\dot{x}_1\left(1 - \exp\left\{-\frac{c}{b}t\right\}\right). \qquad (3.30)$$

Выделим постоянную составляющую из решения, полученного при решении уравнения массового баланса:

$$F^{м}_{var} = c_\varepsilon \frac{v_н}{v_п}\frac{(v^*_н - v_н)\left(1 - \exp\left\{-v^*_н t/l\right\}\right)}{\left[(v^*_н - v_н)\exp\left\{-v^*_н t/l\right\} + v_н\right]}.$$

Считая величину $v^*_н - v_н = \Delta v$ малой по сравнению с $v_н$, можно пренебречь первым слагаемым в знаменателе. Тогда

$$F^{м}_{var} = c_\varepsilon \frac{v^*_н - v_н}{v_п}\left(1 - \exp\left\{-\frac{v^*_н}{l}t\right\}\right). \qquad (3.31)$$

Сравнивая между собой выражения (3.30) и (3.31) и учитывая, что $\dot{x}_1 = v^*_н - v_н$, можно записать следующие соотношения: $b = c_\varepsilon / v_н$, $c/b = v^*_н / l$, из которых можно определить значения b и c, считая, что $v^*_н - v_н$ пренебрежимо мало, а также $v^*_н \approx v_н \approx v_п \approx v$:

$$b = c_\varepsilon / v, \quad c = c_\varepsilon / l. \qquad (3.32)$$

Нетрудно видеть, что выражения (3.32) практически аналогичны выражениям (3.28), если считать $l_1 \approx l$, т.е. $(l_1 - l)/l \ll 1$.

Таким образом, установлено, что динамическая модель движущейся нити (см.рис.48,*б*) при значении параметров c и b, соответствующих соотношениям (3.28) или (3.32), аналогична модели, полученной из уравнения массового баланса нити в зоне наматывания при двух рассмотренных выше возмущениях.

С учетом определенных параметров динамической модели можно найти натяжение движущейся нити более простыми способами. Так, на основании разработанной динамической модели с учетом значений параметров (3.32) были произведены расчеты по определению натяжения нити в случае эксцентричного приемного диска, а также при наматывании. Результаты расчетов практически не отличаются от результатов, полученных с использованием уравнения массового баланса нити (3.11).

Таким образом, получена динамическая модель движущейся нити, которая с достаточной степенью точности описывает процесс изменения натяжения нити при наматывании, вызываемый периодическим изменением ее длины на участке от прядильного диска до бобины.

Использование для исследования динамики компенсаторов динамической модели нити позволяет в аналитическом виде получить амплитудно-частотную характеристику компенсатора, определить влияние его параметров на амплитуду колебаний натяжения, оценить эффективность применения компенсатора.

Схема исследуемого приемно-намоточного механизма с компенсатором изображена на рис.49,*а*. Она отличается от реальной схемы механизма (см.рис.45) тем. что движущаяся упругая нить заменена последовательно соединенными пружиной и демпфером. В точке I приложено кинематическое возбуждение (3.23), а в точке II действует усилие F_{const}, определяемое по формуле (3.22). Жесткость пружины c и коэффициент вязкого трения b находят по формулам (3.32). Таким образом, движущаяся растяжимая нить заменена динамической моделью.

Схему исследуемого механизма (рис.49,*а*) можно представить в виде динамической модели, изображенной на рис.49,*б*, где $\Pi = (\cos\alpha + \cos\beta)^{-1}$; F_{const} определяется по формуле (3.22).

Составление дифференциального уравнения движения динамической модели производилось по методике, использующей подста-

новку выражений для кинематической и потенциальной энергии в уравнение Лагранжа второго рода.

Дифференциальное уравнение относительно обобщенной координаты q_3, определяющей переменную составляющую натяжения нити $F_{var} = c q_3$, имеет вид

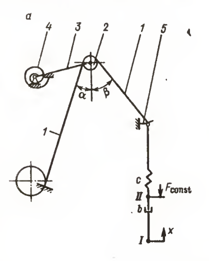
$$\dddot{q}_3 + k_1 \ddot{q}_3 + k_2 \dot{q}_3 + k_3 q_3 = \frac{1}{m_1}\left(-m_1 \dddot{q}_1 - b_1 \ddot{q}_1 - c_1 \dot{q}_1 + \frac{c_1}{b} F_{const}\right), \quad (3.33)$$

где $k_1 = \frac{c}{b} + \frac{b_1}{m_1}$, $k_2 = \frac{c/\Pi^2 + c_1 + b_1 c/b}{m_1}$, $k_3 = \frac{c_1 c}{b\, m_1}$.

Полученное дифференциальное уравнение (3.33) является нелинейным, вследствие того, что связь c является неудерживающей. В этом случае жесткость c определяется следующим образом:

$$c = \begin{cases} c & \text{при} \quad q_3 \geq 0, \\ 0 & \text{при} \quad q_3 < 0. \end{cases}$$

Физически это означает, что нить, сопротивляясь растягивающим напряжениям, не может сопротивляться сжимающим. Воспользуемся ме-



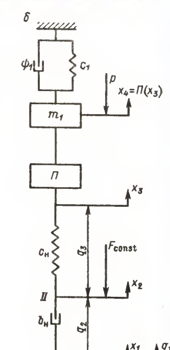


Рис.49.

тодом гармонической линеаризации [9] и представим решение дифференциального уравнения (3.33) в виде гармонической функции $q_3 = a_3^0 + a_3\cos(\omega t + \varphi_3)$. Нелинейная часть уравнения такова:

$$g(q_3, \dot{q}_3, \ddot{q}_3) = \frac{c}{b}\ddot{q}_3 + \frac{c}{m_1}(\Pi^{-2} + \frac{b_1}{b})\dot{q}_3 + c\frac{c_1}{bm_1}q_3.$$

Раскладывая выражение для q_1 в ряд Фурье и используя конечное число членов разложения, можно получить выражение для правой части уравнения (3.33). Изменение координаты q_1 достаточно хорошо аппроксимируется при учете первого члена ряда Фурье, т.е. $q_1 = A\cos\omega t$, где амплитуда возмущающего воздействия (при учете изменения расстояния от точки схода нити с прядильного диска до точки набегания нити на паковку) $A = 2(v_p/l_2)^2(15/(\pi n))$; $\omega = \pi n/15$ – угловая частота возмущающего воздействия; n – число двойных ходов нитеводителя в минуту. Тогда правую часть уравнения (3.33) можно представить в виде

$$F(t) = H\sin(\omega t + \delta) + H_0.$$

Здесь $H = \sqrt{(A\omega^3 - \frac{c_1}{m_1}A\omega)^2 + (\frac{b_1}{m_1}A\omega^2)^2}$, $H_0 = \frac{c_1}{bm_1}F_{const}$,

$$\delta = \mathrm{arctg}\frac{(b_1/m_1)\omega}{c_1/m_1 - \omega^2}.$$

Гармоническая линеаризация заключается в замене исходной нелинейной функции линейной, у которой разложение в ряд Фурье отличается от исходной функции только высшими гармониками. Воспользуемся следующим свойством коэффициентов гармонической линеаризации: если $f(x,\dot{x}) = f_1(x,\dot{x}) + f_2(x,\dot{x})$, то $f_0 = f_{10} + f_{20}$, $p = p_1 + p_2$, $r = r_1 + r_2$, где $f(x,\dot{x})$, $f_1(x,\dot{x})$, $f_2(x,\dot{x})$ – нелинейные функции; f_{10}, p_1, r_1 и f_{20}, p_2, r_2 – коэффициенты гармонической линеаризации нелинейных функций f_1 и f_2. В данном случае

$$g = g_1 + g_2 + g_3,\ g_1 = \frac{c}{b}\ddot{q}_3,\ g_2 = c\frac{\Pi^{-2} + b_1/b}{m_1}\dot{q}_3,\ g_3 = c\frac{c_1}{bm_1}q_3.$$

Нетрудно видеть, что

$$g_2 = \frac{b(\Pi^{-2} + b_1/b)}{c_1}\dot{g}_3,\quad g_1 = \frac{m_1}{c_1}\ddot{g}_3.$$

Таким образом, если нелинейная функция g_3 будет заменена линейной функцией $f_3 = f_0 + p(q_3 - a_3^0)$, где f_0 и p – коэффициенты

гармонической линеаризации; a_3 - постоянная составляющая решения, то функцию g_2 можно будет заменить линейной функцией $f_2 = \frac{b(\Pi^{-2}+b_1/b)}{c_1} p\dot{q}_3$, а функцию g_1 - функцией $f_1 = \frac{m}{c_1} p\ddot{q}_3$.

Отметим, что $g_3 = c\frac{c_1}{bm_1} q_3 = c\frac{c_1}{bm_1} q_3 \eta(q_3)$, где $\eta(x-b)$ - единичная функция, равная нулю при $x \leqslant b$ и единице при $x > b$.

Коэффициенты f_0 и p линейной функции f_3 определяются по формулам

$$f_0 = 0, \quad p = 0 \quad \text{при} \quad a_3^0 + a_3 \leqslant 0,$$

$$f_0 = \frac{cc_1}{bm_1} f_0^* = \frac{cc_1}{bm_1} a_0, \quad p = \frac{cc_1}{bm_1} p^* = \frac{cc_1}{bm_1} \quad \text{при} \quad a_3^0 - a_3 \geqslant 0,$$

$$f_0 = \frac{cc_1}{bm_1} f_0^* = \frac{cc_1}{bm_1}\left[\frac{a_3^0}{2} + \frac{1}{\pi}\left(\sqrt{a_3^2 - a_3^{02}} + a_3^0 \arcsin\frac{a_3^0}{a_3}\right)\right],$$

$$p = \frac{cc_1}{bm_1} p^* = \frac{cc_1}{bm_1}\left[\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi}\left(\frac{a_3^0}{a_3}\sqrt{1 - \left(\frac{a_3^0}{a_3}\right)^2} + \arcsin\frac{a_3^0}{a_3}\right)\right] \quad \text{при} \quad a_3 = |a_3^0|,$$

где f_0^* и p^* - коэффициенты гармонической линеаризации для функции $(x-b)\eta(x-b)$ при $b = 0$.

На основании изложенного можно записать линеаризованное уравнение (3.33) в виде

$$\dddot{q}_3 + \left[\frac{b_1}{m_1} + \frac{m_1}{c_1}p\right]\ddot{q}_3 + \left[\frac{c_1}{m_1} + \frac{b}{c_1}\left(\frac{1}{\Pi^2} + \frac{b_1}{b}\right)p\right]\dot{q}_3 + p(q_3 - a_3^0) + f_0 = H_0 + H\sin(\omega t + \delta). \quad (3.34)$$

Обозначим $d_1 = \frac{b_1}{m_1} + \frac{m_1}{c_1}p$, $d_2 = \frac{c_1}{m_1} + \frac{b}{c_1}\left(\frac{1}{\Pi^2} + \frac{b_1}{b}\right)p$, $d_3 = p$.

Найдем решение уравнения (3.34) в этих обозначениях:

$$q_3 = \frac{H\cos(\omega t + \delta - \varphi)}{\sqrt{(d_3 - d_1\omega^2)^2 + (d_2\omega - \omega^3)^2}} + a_3^0, \quad (3.35)$$

где

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{d_3 - d_1\omega^2}{\omega^3 - d_2\omega}. \quad (3.36)$$

Таким образом, выражения (3.35) и (3.36) образуют систему уравнений для определения a_3, a_3^0 и φ:

$$a_3 = \frac{H}{\sqrt{(d_3 - d_1\omega^2)^2 + (d_2\omega - \omega^3)^2}},$$

$$f_0(a_3, \alpha_3^0) = H_0, \qquad \operatorname{tg}\varphi = \frac{d_3 - d_1\omega^2}{\omega^3 - d_2\omega}. \tag{3.37}$$

Первые два уравнения системы (3.37) не зависят от третьего и могут рассматриваться отдельно для построения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), скелетной кривой и т.п.

При наматывании синтетических свежесформованных нитей для получения паковки удовлетворительного качества необходимо обеспечить заданный угол намотки, который определяется соотношением $\operatorname{tg}\beta_0 = v_p / v_0$.

Учитывая, что $v_p = Bn/30$, $\omega = \pi n/15$, где v_p – скорость раскладки нити; v_0 – окружная скорость паковки; B – ширина раскладки; n – число двойных ходов нитеводителя в минуту, получаем $\omega = k v_0$, причем $k = 2\pi \operatorname{tg}\beta_0 / B$.

На основании формул (3.32) для определения параметров b и c динамической модели движущейся нити находим следующую зависимость их от частоты возмущающего воздействия:

$$\frac{b}{c} = \frac{kl}{\omega}. \tag{3.38}$$

С учетом соотношения (3.38) первые два уравнения для построения АЧХ имеют вид

$$q_3 = \frac{A\sqrt{\left(\omega^2 - \frac{c_1}{m_1}\right)^2 + \left(\frac{b_1}{m_1}\omega\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{c_1}{m_1}\frac{p^*}{kl} - \frac{b_1}{m_1}\omega - \frac{\omega^2}{kl}p^*\right)^2 + \left(\frac{c_1}{m_1} + \frac{c}{m_1}\Pi^{-2}p^* + \frac{b_1}{m_1}\frac{\omega}{kl}p^* - \omega^2\right)^2}}, \tag{3.39}$$

$$c f_0^* = F_{const}. \tag{3.40}$$

Для построения АЧХ необходимо, задаваясь значениями ω, решить систему из двух трансцендентных уравнений с двумя неизвестными a_3 и α_3^0, учитывая, что $f_0^* = f_0^*(a_3, \alpha_3^0)$ и $p^* = p^*(a_3, \alpha_3^0)$.

Для выявления некоторых общих закономерностей решения построим на плоскости $\omega - a$ некоторые характерные линии, первой из которых будет так называемая скелетная кривая, представляющая собой график зависимости между резонансной частотой системы и амплитудой колебаний. Для линейных систем резонансная частота не зависит от амплитуды, и скелетная кривая имеет в этом случае вид вертикальной прямой линии.

Характерной особенностью нелинейных систем является зависимость резонансной частоты от амплитуды колебаний. Системы, у

которых резонансная частота увеличивается с увеличением амплитуды, называют системами с "жесткой" характеристикой в противоположность системам с "мягкой" характеристикой, для которых резонансная частота уменьшается с увеличением амплитуды колебаний.

Для построения скелетной кривой рассмотрим формулу (3.39). Резонансная частота характеризуется значительным возрастанием амплитуды колебаний при небольшом возмущении и соответствует значению ω, при котором знаменатель выражения (3.39) равен нулю (амплитуда колебаний возрастает до бесконечности) или принимает минимальное значение. Демпфирование оказывает малое влияние на резонансную частоту, поэтому в данном случае им пренебрегаем. Знаменатель U выражения (3.39) тогда можно записать в виде

$$U^2=\left(\frac{c_1}{m_1}\frac{p^*}{kl}-\frac{\omega^2}{kl}p^*\right)^2+\left(\frac{c_1}{m_1}+\frac{c}{m_1}\Pi^{-2}p^*-\omega^2\right)^2. \qquad (3.41)$$

Значение выражения (3.41) положительно при любых ω и не обращается в нуль, поэтому для нахождения скелетной кривой найдем точку, в которой выражение (3.41) принимает минимальное значение. Воспользовавшись для этого обычным способом определения экстремума функции $((U^2)'_\omega = 0)$ и произведя несложные преобразования, получим искомую зависимость

$$\omega_{рез}=\sqrt{\frac{c_1}{m_1}+\frac{c}{m_1}\,\frac{\Pi^{-2}p^*}{1+(p^*/(kl))^2}}\,, \qquad (3.42)$$

где p^* – коэффициент гармонической линеаризации.

При $a_3 < a_3^0$ скелетная кривая имеет вид вертикальной линии, так как в этом диапазоне система работает в области линейности, где резонансная частота не зависит от амплитуды колебаний. При $a_3 \geq a_3^0$ кривая имеет наклон влево, что соответствует системам с мягкой характеристикой, и асимптотически приближается к значению $\omega_{рез}=\sqrt{\frac{c_1}{m_1}+\frac{c}{m_1}\,\frac{\Pi^{-2}/2}{1+(2kl)^{-2}}}$ при увеличении амплитуды колебаний.

Построим кривую, состоящую из точек пересечения амплитудно-частотных кривых со скелетными кривыми, ограничивающую максимально возможную амплитуду при резонансной частоте. Для каждой точки этой кривой должно выполняться условие (3.42) (точка находится на скелетной кривой) и одновременно условия (3.39),

(3.40), обусловливающие принадлежность ее АЧХ. Подставляя соотношение (3.42) в (3.39), для определения искомой кривой будем иметь следующую систему уравнений:

$$a_3 = A\,\frac{\sqrt{(c\Pi^{-2}p^*)^2 + (b_1\omega)^2\left(1+(p^*/(kl))^2\right)^2}}{\left(b_1\omega\left(1+\left(\frac{p^*}{kl}\right)^2\right)^2 + c\,\frac{p^*}{kl}\Pi^{-2}p^*\right)\sqrt{1+\left(\frac{p^*}{kl}\right)^2}}\,,$$

$$cf_0^* = F_{const}\,. \tag{3.43}$$

Построение зависимости (3.43) аналогично построению АЧХ.

Отметим, что амплитуду колебаний a_3 при отсутствии компенсатора легко получить из уравнения (3.39), положив $c_1 = \infty$: $a_3' = A/\sqrt{1+(p^*/(kl))^2}$.

Эффективность применения компенсатора при наматывании нитей можно определить, используя понятие коэффициента эффективности $R = \Delta F'/\Delta F$, где R – коэффициент эффективности компенсатора; $\Delta F'$, ΔF – разница между наибольшим и наименьшим натяжением нити (двойная амплитуда) за период одного хода нитеводителя без компенсатора и с применением его.

Амплитуда колебаний a_3 достигает наименьшей величины в том случае, когда числитель выражения (3.39) принимает минимальное значение, т.е. при $c_1/m_1 = \omega^2$. При этом собственная частота колебаний подвижной части компенсатора совпадает с частотой возмущающего воздействия, и амплитуду колебаний можно получить из системы

$$a_3^{min} = \frac{A\,b_1\omega}{\sqrt{(b_1\omega)^2 + (c\Pi^{-2}p^* + b_1\frac{\omega}{kl}p^*)^2}}\,,$$

$$cf_0^* = F_{const}\,.$$

Из этой формулы, определяющей амплитуду колебаний при оптимальной частотной настройке компенсатора, видно, что ее значение зависит не только от параметров приемно-намоточного механизма и компенсатора, но и от жесткости на растяжение наматываемой нити. Максимально возможный коэффициент эффективности при оптимальной частотной настройке

$$R_{max} = \sqrt{\frac{1+(c\Pi^{-2}/(b_1\omega) + 1/(kl))^2}{1+(1/(kl))^2}}\,. \tag{3.44}$$

В этом случае положено $p^* = 1$, т.е. уравнение (3.44) справедливо только при $a_3^0 - a_3 \geqslant 0$. Непосредственное определение коэффициента b_1, характеризующего силы вязкого трения, затруднительно, поэтому целесообразно вместо него в выражение (3.44) ввести коэффициент поглощения ψ, который не зависит от частоты колебаний и включает потери на внутреннее трение в материале и конструкционное демпфирование. Связь между коэффициентами ψ и b_1 в случае вязкого трения выражается формулой $\psi = 2\pi b_1 \omega / /(\omega_{рез.к}\, m_1)$, где $\omega^2_{рез.к} = c_1/m_1$ – квадрат резонансной (собственной) частоты подвижной части компенсатора, откуда

$$b_1 = \psi c_1 / (2\pi\omega). \quad (3.45)$$

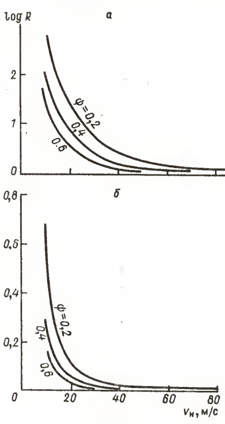


Рис.50.

Подставляя зависимость (3.45) в формулу (3.44), получаем для максимально возможного коэффициента эффективности

$$R_{max} = \left[\frac{1 + \left(\frac{c\Pi^{-2}}{\psi c_1} 2\pi + \frac{1}{kl}\right)^2}{1 + (1/(kl))^2}\right]^{1/2} \quad (3.46)$$

Анализируя формулу (3.46), можно заключить, что на величину R_{max} оказывают влияние условия процесса наматывания (k, ω), параметры приемно-намоточного механизма (l), параметры компенсатора (m_1, c_1, Π, ψ) и жесткость на растяжение наматываемой нити (c). Параметры ω и m_1 непосредственно не входят в формулу (3.46), но определяют значение c_1, исходя из условия оптимальной частотной настройки $c_1 = \omega^2 m_1$.

Для оценки влияния различных параметров на величину R_{max} была составлена программа на языке Фортран-IУ, реализованная на ЭЦВМ ЕС-1020. Расчеты производились для следующих исходных данных: $\beta_0 = 10^{\circ}$, $B = 0{,}125$; 0,25 м, $l = 2$ м, $m_1 = 0{,}05$; 0,1; 0,15 кг, $\Pi = 0{,}5$; 1,0; $\psi = 0{,}2$; 0,4; 0,6, $v_н = 10 \ldots 100$ м/с., $c_\varepsilon = 1$; 10; 100 Н. Результаты расчетов при $c_\varepsilon = 100$ Н (a) и $c_\varepsilon = 1$ Н (δ) представлены на рис.50.

Из полученных данных следует, что коэффициент эффективности компенсатора R в очень сильной степени зависит от скорости наматывания и относительной жесткости нити на растяжение c_ε. Применение компенсаторов для уменьшения колебаний натяжения нити целесообразно лишь при $c_\varepsilon \geqslant 100$ Н и небольших скоростях наматывания (до 20 м/с). При этом необходимо стремиться к уменьшению приведенной массы подвижной части компенсатора и для упругого элемента применять материал с возможно меньшим коэффициентом поглощения ψ. Для текстурированных нитей, а также для нитей с малой линейной плотностью, обладающих небольшой жесткостью при наматывании на высоких скоростях, применение компенсаторов не уменьшает амплитуду колебаний натяжения нити.

Использование компенсаторов для уменьшения колебаний натяжения даже при очень жестких нитях и небольших скоростях наматывания вызывает определенные трудности, которые заключаются в следующем. Для реализации расчетного коэффициента эффективности необходимо обеспечить оптимальную частотную настройку компенсатора. Отклонение параметров компенсатора от расчетных приводит к уменьшению коэффициента эффективности. Для оптимальной частотной настройки компенсатора в процессе работы необходимо предусмотреть регулировку его параметров c_1 и (или) m_1, что повлечет за собой усложнение конструкции и увеличение ее массы и вызовет уменьшение коэффициента эффективности.

Периодическое изменение скорости нитераскладчика для устранения жгутообразования при намотке, используемое при наматывании нити на большей части приемно-намоточных механизмов современных машин, исключает возможность оптимальной частотной настройки. Это изменение частоты возмущающего воздействия может привести и к обратному эффекту, т.е. к увеличению амплитуды колебаний натяжения нити по сравнению с намоткой без компенсатора ($R < 1$). Последнее происходит в том случае, если зона из-

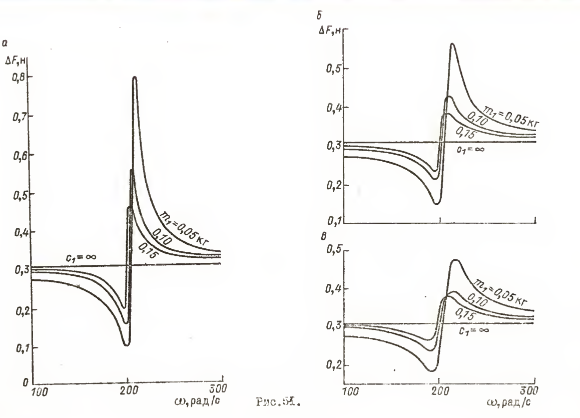
менения частоты возмущающего воздействия включает в себя зону увеличенных амплитуд, т.е. когда резонансная частота компенсатора $\omega_{рез.к}$ и резонансная частота системы $\omega_{рез}$ (3.42) расположены близко друг от друга.

Исследуемая система является нелинейной, поэтому в ней возможно возникновение колебательных процессов, частота которых не совпадает с частотой возмущающего воздействия, а либо превышает ее в целое число раз (ультрагармонические колебания), либо меньше ее в целое число раз (субгармонические колебания). Оценка условий возникновения этих колебаний может быть проведена на основании оценки энергии, подведенной к системе и рассеянной за один период колебаний. Амплитуда этих колебаний может достигать значительных величин.

Для бесфрикционных приемно-намоточных механизмов, у которых регулирование осуществляется по натяжению наматываемой нити, датчиком натяжения служит, как правило, устройство, по конструкции аналогичное компенсатору. По положению его рычага система изменяет скорость наматывания нити. Амплитуда колебаний рычага датчика, вызванных изменением натяжения нити при раскладке, не должна быть слишком большой, чтобы не создавать сильно изменяющийся сигнал высокой частоты, который для этой системы относится к помехам. Вместе с тем работа датчика натяжения не должна приводить к увеличению амплитуды колебаний натяжения нити, вызванных движением нитеводителя.

Для практического построения АЧХ был разработан алгоритм расчета и составлена программа на языке Фортран-IУ. На рис. 51 представлены АЧХ рассматриваемой системы, построенные при ψ = = 0,2 (a), ψ = 0,4 (δ) и ψ = 0,6 (b).

Анализ полученных зависимостей показывает, что наиболее существенного уменьшения амплитуды колебаний натяжения нити можно добиться за счет уменьшения коэффициента поглощения ψ. Однако этот путь требует тщательной частотной настройки КУ, так как зоны минимальной и максимальной амплитуд при этом сближаются с одновременным увеличением максимальной амплитуды колебаний натяжения нити. Как уже отмечалось, оптимальная частотная настройка КУ при наматывании является невозможной.



а
ΔF, н
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
100
200
300
ω, рад/с
$c_1 = \infty$
$m_1 = 0,05$ кг
0,10
0,15
б
ΔF, н
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
$m_1 = 0,05$ кг
0,10
0,15
$c_1 = \infty$
в
0,5
0,4
0,3
0,2
100
200
300
ω, рад/с
$m_1 = 0,05$ кг
0,10
0,15
$c_1 = \infty$

Рис.51.

3.5. Уменьшение колебаний натяжения нити в приемно-намоточном механизме

В п.3.4 было показано, что для уменьшения колебаний натяжения нити при наматывании, в особенности при большой скорости наматывания и для нитей, имеющих малую жесткость на растяжение, нецелесообразно применять компенсаторы из-за невозможности обеспечения достаточного коэффициента эффективности, а также из-за чувствительности его к изменению частоты возмущающего воздействия (числа двойных ходов в минуту нитеводителя). Вторым способом, позволяющим уменьшить колебания натяжения нити, является устранение причин, вызывающих эти колебания. В приемно-намоточном механизме с комбинированным нитераскладчиком имеется возможность уменьшения колебаний натяжения нити путем дополнительного изменения ее длины. Это изменение можно обеспечить за счет переменной глубины паза пазового барабана. Для определения закономерности изменения глубины паза необходимо вывести общее условие постоянства натяжения нити.

Для линейно-упругой нити условие постоянства натяжения эквивалентно условию постоянства линейной плотности нити в зоне наматывания, которое имеет вид

$$m(t)/l(t) = \gamma_l = \text{const}, \qquad (3.47)$$

где $m(t)$, $l(t)$, γ_l - масса нити, ее длина и линейная плотность в зоне наматывания соответственно.

Подставляя условие (3.47) в уравнение массового баланса (3.11), получаем $\gamma_l \dot{l}(t) + v_н(t)\gamma_l = v_п(t)\gamma_l^1(t)$, или

$$\dot{l}(t) = \frac{v_п(t)\gamma_l^1(t)}{\gamma_l} - v_н(t).$$

Учитывая, что скорость $v_н(t)$ может быть представлена в виде постоянной v_{const} и переменной $v_{var}(t)$ составляющих, можем записать

$$\dot{l}(t) = \frac{v_п(t)\gamma_l^1(t)}{\gamma_l} - v_{const} - v_{var}(t). \qquad (3.48)$$

Считая, что $v_п(t)$=const и $\gamma_l^1(t)$= const и интегрируя уравнение (3.48) в пределах одного двойного хода нитеводителя (t_1), находим

$$\int_0^{\tilde t_1} \dot l(\tilde t)d\tilde t = \left(\frac{v_n \gamma_l^{\tilde 1}}{\gamma_l} - v_{const}\right)\tilde t_1 - \int_0^{\tilde t_1} v_{var}(\tilde t)d\tilde t . \qquad (3.49)$$

Так как $\int_0^{\tilde t_1} \dot l(\tilde t)d\tilde t = \int_0^{\tilde t_1} v_{var}(\tilde t)d\tilde t = 0$, для выполнения условия (3.49) необходимо, чтобы

$$\frac{v_n \gamma_l^{\tilde 1}}{\gamma_l} - v_{const} = 0 . \qquad (3.50)$$

Подставляя выражение (3.50) в (3.49), получаем $\dot l(\tilde t) = -v_{var}(\tilde t)$, или после интегрирования

$$l(\tilde t) = \int_0^{\tilde t} v_{var}(\tilde t)d\tilde t + l_0 , \qquad (3.51)$$

где l_0 – средняя длина нити в зоне наматывания.

Выражение (3.51) описывает зависимость между длиной нити в зоне транспортирования $l(\tilde t)$ и переменной составляющей скорости наматывания $v_{var}(\tilde t)$, выполнение которой необходимо для создания постоянного натяжения нити при наматывании.

Рассмотрим неравномерность натяжения нити при наматывании в приемно-намоточном механизме с комбинированным нитераскладчиком. Длина нити в зоне наматывания (рис.52) состоит из пяти отрезков (как и в предыдущем случае (см.п.3.3), пренебрегаем длиной дуги скольжения нити по прядильному диску и по паковке):

$$l(\tilde t) = l_{ab} + l_{bg}(\tilde t) + l_{gd}(\tilde t) + l_{de}(\tilde t) + l_{ef}(\tilde t), \qquad (3.52)$$

где $l_{ab} = const$ – длина нити от прядильного диска до неподвижного нитепроводника; $l_{bg}(\tilde t)$ – длина нити от неподвижного нитепроводника до глазка первого нитеводителя; $l_{gd}(\tilde t)$ – длина нити от глазка первого нитеводителя до точки входа нити в паз пазового барабана; $l_{de}(\tilde t)$ – длина нити на пазовом барабане; $l_{ef}(\tilde t)$ – длина нити от точки схода с пазового барабана до точки набегания на паковку.

Рассмотрим изменение этих отрезков при работе механизма. Введем условные обозначения: φ – угол поворота винтового барабанчика, φ_n – угол поворота пазового барабана. За начало отсчета примем положение, когда нить на участке bg занимает вертикальное положение, т.е. $gg' = 0$. Отметим, что нитераскладчики кинематически связаны между собой при помощи зубчатого ремня, при этом $\varphi = i\,\varphi_n$, где i – передаточное отношение.

Длину нити на участке bg можно найти по формуле

$$l_{bg}(t)=\left[(bg')^2+(gg')^2\right]^{1/2}, \quad gg'=y(\varphi)=y(i\varphi_n), \qquad (3.53)$$

где y – координата нитеводителя.

Длина нити на участке gd определяется выражением

$$l_{gd}(t)=\left[(gg'-dd')^2+(g'd')^2\right]^{1/2}, \quad dd'=z(\varphi_n), \qquad (3.54)$$

где z – координата точки входа нити на пазовый барабан.

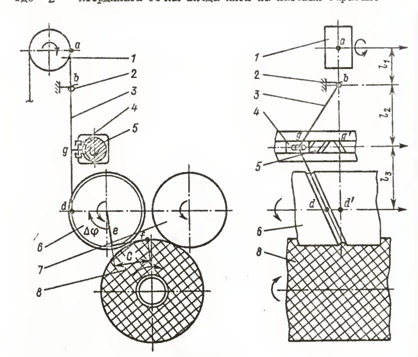


Рис.52.

Длину нити, находящейся на пазовом барабане, можно вычислить следующим образом:

$$l_{de}=\int_{\varphi_n-\Delta\varphi_n}^{\varphi_n}\sqrt{\rho'_{\varphi_n}(\varphi_n)^2+\rho(\varphi_n)^2+z'_{\varphi_n}(\varphi_n)^2}\,d\varphi_n, \qquad (3.55)$$

где $\Delta\varphi_п$ – угол охвата нитью пазового барабана; $\rho(\varphi_п)$ – текущий радиус дна канавки барабана; $z(\varphi_п)$ – закон профиля паза пазового барабана.

В частном случае, когда $\rho(\varphi_п) = const$, т.е. паз пазового барабана имеет одинаковую глубину во всех точках, формула принимает более простой вид:

$$l_{de} = \int_{\varphi_п - \Delta\varphi_п}^{\varphi_п} \sqrt{R_к^2 + z'_{\varphi_п}(\varphi_п)^2}\, d\varphi_п .$$

Если при этом угол наклона паза постоянный, т.е. $z(\varphi_п) = H_{п.б}\dfrac{\varphi_п}{2\pi}$, где $H_{п.б}$ – шаг винтового паза, то

$$l_{de} = \sqrt{R_к^2 + \left(\frac{H_{п.б}}{2\pi}\right)^2}\, \Delta\varphi_п .$$

Этой формулой можно пользоваться на всей длине хода, так как у пазового барабана отсутствуют переходные участки.

Длина нити от точки схода с пазового барабана до точки набегания на паковку может быть представлена как $l_{ef} = l_3/\cos\beta$, где l_3 – расстояние между линиями схода нити с пазового барабана и набегания на паковку; β – угол наматывания.

Изменение скорости наматывания находят так же, как и для обычных инерционных раскладчиков.

Для определения изменения натяжения нити на приемно-намоточном механизме с двумя раскладчиками были разработаны алгоритм расчета и программа на языке Фортран, реализованная на ЭЦВМ ЕС-1020. Проведенные исследования показали, что при работе механизмов этого типа также возникают значительные колебания натяжения нити, вызванные ее движением в веере раскладки.

Однако конструкция приемно-намоточного механизма с двумя раскладчиками позволяет значительно уменьшить колебания натяжения нити при наматывании. Для этого паз пазового барабана необходимо выполнить с переменной глубиной таким образом, чтобы скомпенсировать изменение отрезков нити bg, gd и ef, а также скорости наматывания в процессе раскладки.

Подставляя выражения (3.52)-(3.55) в формулу (3.51), являющуюся условием постоянства натяжения нити при наматывании, после незначительных преобразований имеем

$$\int_{\varphi_п - \Delta\varphi_п}^{\varphi_п} \sqrt{\rho'_{\varphi_п}(\varphi_п)^2 + \rho(\varphi_п)^2 + z'_{\varphi_п}(\varphi_п)^2}\, d\varphi_п = l_0 - \int_0^{t_1} v_{var}(t)\, dt - l_{ab} -$$

$$-\sqrt{l_{bg'}^2 + y(i\varphi_n)^2} - \sqrt{(gg' - z(\varphi_n))^2 + g'd'^2} - \frac{l_3}{\cos\beta}. \quad (3.56)$$

Определение закона изменения глубины паза производится в следующем порядке. Все постоянные и переменные величины, находящиеся в правой части уравнения (3.56), считаются заданными. Они выбираются исходя из технологических условий, а также из соображений наилучшей компоновки механизма и обеспечения минимальных динамических нагрузок. Таким образом, уравнение (3.56) может быть преобразовано к виду

$$\int_{\varphi_n - \Delta\varphi_n}^{\varphi_n} \sqrt{\rho'_{\varphi_n}(\varphi_n)^2 + \rho(\varphi_n)^2 + z'_{\varphi_n}(\varphi_n)^2}\, d\varphi_n = L(\varphi_n). \quad (3.57)$$

Это уравнение должно удовлетворяться при $0 \leqslant \varphi_n \leqslant 2\pi n$, где n – число оборотов пазового барабана, за которое нить совершает один двойной ход.

В аналитическом виде решать уравнение (3.57) затруднительно, поэтому расчет производился численными методами на ЭЦВМ. Учитывая то, что движение нити при прямом и обратном ходе одинаково, достаточно решить это уравнение при $0 \leqslant \varphi \leqslant \pi n$.

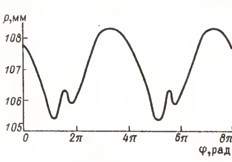


Рис.53.

Зависимость $\rho(\varphi_n)$ ищем в виде полинома $\rho(\varphi_n) = a_0 + a_1\varphi_n + a_2\varphi_n^2 + \ldots + a_m\varphi_n^m$. Коэффициенты полинома определяются исходя из минимума среднеквадратичного отклонения функции, стоящей в правой части уравнения (3.57), от функции $L(\varphi_n)$. Интеграл в пределах от $\varphi_n - \Delta\varphi_n$ до φ_n вычисляется метод[illegible] Гаусса.

Для решения этой задачи был разработан алгоритм и составлена программа на языке Фортран, реализованная на ЭЦВМ "Минск-32". На рис.53 представлены кривые изменения глубины паза пазового барабана для приемно-намоточного механизма машины НВ-3-КПЭ. Проведенные расчеты показали, что конструкция механизма позволяет устранить колебания натяжения нити при наматывании.

Глава 4

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ КУЛАЧКОВЫЕ РАСКЛАДОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Одной из основных задач, возникающих при проектировании пространственных кулачковых раскладочных механизмов, является обеспечение их надежной работы. Для решения этой задачи на стадии проектирования необходимо проведение кинематического анализа механизма и расчета сил, действующих на нитеводитель в моменты смены им направления движения. В главе наряду с кинематическим анализом предлагается несколько вариантов методик для расчета динамики механизма. Определены области применимости этих методик.

4.1. Кинематическое исследование пространственного кулачкового раскладочного механизма

Для упрощения исследования пространственный кулачок можно заменить плоским, движущимся поступательно вдоль оси абсцисс. При этом профиль его, представленный в виде развертки кулачка по радиусу касания ролика и паза, будет состоять из двух наклонных прямых разного направления, сопряженных дугами окружностей с одинаковым радиусом r.

Кулачок, перемещаясь со скоростью v_0 (рис.54), заставит ролик совершать возвратно-поступательное движение вдоль оси y на длину хода L. Весь подъем штанги можно разбить на три участка: разгон - нижнее закругление AB, равномерное движение — наклонная прямая BC и выбег - верхнее закругление CD [4]. Опускание штанги осуществляется по тем же законам. Общее время одного двойного хода нитеводителя составит $t_п$, тогда длина развертки кулачка будет равна $v_0 t_п$, где v_0 - окружная скорость кулачка.

Рассмотрим первый участок, для точки K которого запишем координатное уравнение

$$y_1 = r - \sqrt{r^2 - v_0^2 t^2}.$$

Продифференцировав это выражение, получим скорость штанги на первом участке

$$\dot{y}_1 = \frac{v_0^2 t}{\sqrt{r^2 - v_0^2 t^2}} . \tag{4.1}$$

Повторное дифференцирование позволит получить ускорение

$$\ddot{y} = \frac{r^2 v_0^2}{\sqrt{(r^2 - v_0^2 t^2)^3}} . \tag{4.2}$$

Первый участок определяется временем t_1, которое лежит в пределах $0 \leqslant t_1 \leqslant (r/v_0) \sin \alpha$, где α – угол наклона винтовой линии паза.

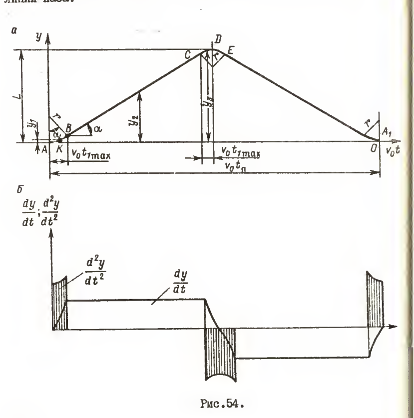


Рис.54.

Подставляя в выражения (4.1) и (4.2) значение $t_{max} = (r/v_0)\sin\alpha$, можно получить максимальное значение скорости и ускорения в точке B:

$$\dot{y}_{1max} = v_0 \operatorname{tg}\alpha, \qquad \ddot{y}_{1max} = \frac{v_0^2}{r\cos^3\alpha}.$$

На втором участке перемещение от начала координат запишем в следующем виде:

$$y_2 = v_0(t - t_{1max})\operatorname{tg}\alpha + y_{1max},$$

$$t_{1max} \leqslant t \leqslant (t_n/2 - t_{1max}).$$

Найдем скорость и ускорение штанги на втором участке:

$$\dot{y}_2 = v_0 \operatorname{tg}\alpha, \qquad \ddot{y}_2 = 0, \tag{4.3}$$

а также перемещение, скорость и ускорение на третьем участке:

$$y_3 = L - r + \sqrt{r^2 - v_0^2(t_n/2 - t)^2},$$

$$\dot{y}_3 = \frac{v_0(t_n/2 - t)}{\sqrt{r^2 - v_0^2(t_n/2 - t)^2}}, \tag{4.4}$$

$$\ddot{y}_3 = -\frac{r^2 v_0^2}{\sqrt{[r^2 - v_0^2(t_n/2 - t)^2]^3}},$$

$$(t_n/2 - t_{1max}) \leqslant t \leqslant t_n/2.$$

В качестве примера проведем кинематическое исследование пространственного кулачкового раскладочного механизма центрифугальной прядильной машины, имеющего следующие кинематические и геометрические параметры: $v_0 = R\omega = 46{,}16 \cdot 10^{-2}$ м/с, где $R = 0{,}105$ м – радиус кулачка; $\omega = 4{,}396$ с$^{-1}$ – угловая скорость кулачка; $r = 0{,}034$ м; $\alpha = 17^\circ 40'$; $L = 10{,}75 \cdot 10^{-2}$ м.

Прежде всего необходимо определить время перемещения ролика до точки B. Оно составит $t_{1max} = 0{,}02235$ с. Разобьем это значение на четыре части: $t = 0$; 0,005; 0,01; 0,015; 0,002235 с.

Затем на участке CD также выберем четыре точки, предварительно определив последнюю точку $t = t_n/2$ из зависимости $t_n/2 = \pi\omega$. Тогда $t = 0{,}692$; 0,699; 0,705; 0,709 и 0,7145 с. Кроме того, на прямолинейном участке возьмем две точки: 0,25; 0,5 с.

Для всех этих значений по формулам (4.1)–(4.4) находим скорости и ускорения штанги.

Таблица 4

t, с	y, см	$\dot{y}$, см/с	$\ddot{y}$, см/с^2	t, с	y, см	$\dot{y}$, см/с	$\ddot{y}$, см/с^2
0,000	0,000	0,0	627	0,500	7,0	14,7	0,0
0,005	0,009	3,1	631	...	...	...	...
0,010	0,030	6,3	644	0,692	10,60	14,7	-725
0,015	0,080	9,6	670	0,699	10,67	9,6	-670
0,022	0,160	14,7	725	0,705	10,72	6,3	-644
...	...	...	...	0,709	10,74	3,1	-631
0,250	3,5	14,7	0,0	0,714	10,75	0,0	-627

Результаты представлены в табл.4 и на графике (рис.54,*б*), из которого видно, что максимального ускорения штанга достигает не в крайних точках своего движения, а в местах перехода прямолинейного участка в закругление. В этих точках следует ожидать и максимальных нагрузок.

4.2. Динамика пространственного кулачкового раскладочного механизма

В пространственных кулачковых механизмах наибольший износ наблюдается в местах реверса. Он вызван большими динамическими нагрузками, определение которых необходимо начинать с нахождения соотношения между инерционными нагрузками, массой деталей механизма, податливостью звеньев и силой трения в направляющих.

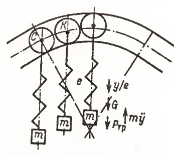


Рис.55.

На центрифугальной прядильной машине ось кулачка расположена вертикально. При движении штанги вверх (рис.55) ролик под действием веса штанги и связанных с ней деталей, а также силы трения (так как сила инерции равна нулю) прижимается к нижней поверхности паза кулачка. В точке **C**, соответствующей началу закругления, возможны два случая [26]:

а) $ma_c - mg - F_{тр} < 0$, б) $ma_c - mg - F_{тр} > 0$,

где m – масса подвижных частей; a_c – ускорение штанги в точке C; g – ускорение свободного падения; $F_и = ma_c$ – сила инерции; $F_{тр}$ – сила трения.

Согласно неравенству а) ролик прижимается к нижней поверхности паза кулачка по всей длине закругления CDE (рис.54), так как вес и сила трения преобладают над силой инерции. В соответствии с неравенством б) сила трения больше веса и силы трения, ролик переходит с нижней поверхности паза кулачка на верхнюю и возможен так называемый "переходный удар".

При движении штанги вниз ролик прижимается к нижней поверхности паза пространственного кулачка на дуге EOA (рис.54), и тем самым исключаются какие-либо зазоры. Поэтому динамическая нагрузка ролика на паз кулачка при движении штанги вверх и вниз будет различной.

Определение ударной нагрузки при движении штанги вверх. Вследствие упругости подвижной системы отрыв ролика от нижней направляющей паза кулачка происходит не в точке C (рис.55), а с некоторым запаздыванием. В положении, соответствующем точке C, подвижная часть начинает ускоренно подниматься под действием силы инерции, разгружая деформированную систему, и только в точке K, соответствующей нулевой деформации системы, происходит отрыв ролика от нижней направляющей, преодоление зазора и удар о верхнюю направляющую. Этот удар сопровождается деформацией упругой системы, которая и характеризует нагрузку в ней. Ударная нагрузка может быть определена при рассмотрении свободных колебаний подвижной системы после соприкосновения ролика с верхней направляющей паза кулачка.

В связи с тем, что масса ролика по сравнению с массой рамки с воронками незначительна, ею можно пренебречь.

Свободные колебания подвижной системы с учетом трения описываются следующими дифференциальными уравнениями (рассматриваем только сжатие подвижной системы):

$$m\ddot{y} + y/e + F_{тр} + mg = 0,$$

где e – податливость подвижной системы; y – перемещение массы.

Разделим члены уравнения на m, тогда

$$\ddot{y} + p^2 y = -p^2 (F_{тр} + mg)e,$$

где $p^2=1/(me)$ – частота собственных колебаний подвижной системы.

Это уравнение имеет решение

$$y=A\cos pt + B\sin pt - (F_{тр}+mg)e.$$

Произвольные постоянные находим исходя из начальных условий $t=0$, $y=0$, $\dot{y}=v$ (скорость ролика в момент удара). В этом случае $A=(F_{тр}+mg)e$, $B=v/p$, и окончательное решение уравнения примет вид

$$y=(F_{тр}+mg)e\cos pt + \frac{v}{p}\sin pt - (F_{тр}+mg)e.$$

Максимальное значение времени, соответствующее максимальному перемещению y_{max}, определится зависимостью

$$t_{max}=\frac{1}{p}\left[\operatorname{arctg}\frac{(F_{тр}+mg)ep}{v}\right],$$

тогда $$y_{max}=\sqrt{(F_{тр}+mg)^2e^2+(v/p)^2}-(F_{тр}+mg)e.$$

Разделив полученное выражение на e, найдем значение максимальной нагрузки

$$F_{max}=\sqrt{(F_{тр}+mg)^2+\frac{v^2m}{e}}-F_{тр}-mg. \qquad (4.5)$$

Если трение в направляющих отсутствует или оно мало

$$F_{max}=\sqrt{m^2g^2+\frac{v^2m}{e}}-mg.$$

В большинстве случаев ось пространственного кулачка расположена горизонтально, тогда с учетом трения максимальная нагрузка

$$F_{max}=\sqrt{F_{тр}^2+\frac{v^2m}{e}}-F_{тр},$$

а без учета трения $$F_{max}=v\sqrt{m/e}.$$

Эта формула весьма показательна: из нее следует, что максимальная ударная нагрузка пропорциональна скорости соударения, корню квадратному из массы подвижных частей и обратно пропорциональна корню квадратному из податливости.

Непосредственно определить силы трения в направляющих затруднительно, но, составив уравнение равновесия системы под действием приложенных сил, можно найти зависимость силы трения от максимальной нагрузки

$$F_{тр} = \xi F_{max}, \qquad (4.6)$$

где ξ – коэффициент пропорциональности.

Подставив это значение в формулу (4.5) и сделав некоторые преобразования, получим

$$F_{max} = -\frac{mg}{1+2\xi} + \sqrt{\left(\frac{mg}{1+2\xi}\right)^2 + \frac{v^2 m}{e(1+2\xi)}} .$$

В приведенные выражения входит податливость системы. Покажем определение указанной величины на примере раскладочного механизма центрифугальной прядильной машины (рис.56).

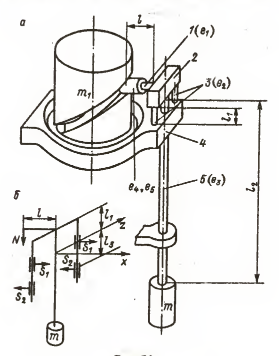


Рис.56.

Палец *1* (рис.56,*а*) вместе с роликом жестко крепится к колодке *2*. Снизу к ней крепится штанга *5* со всеми подвижными деталями, имеющими массу m. Колодка *2* несет два цилиндриче-

ских стержня 3, которые входят в корпус раскладочной коробки 4. Эти стержни являются направляющими для всей подвижной системы. Штанга проходит через корпус раскладочной коробки с зазором.

Податливость всей подвижной системы состоит из податливости пальца 1, на котором закреплен ролик, податливости e_2 направляющих, e_3 - штанги 5, e_4 - ролика и паза кулачка в месте их контакта и e_5 - роликового подшипника, наружной обоймой которого является деталь, выполненная в виде ролика.

Пренебрегая величинами e_4 и e_5 в связи с их малостью, получим $e = e_1 + e_2 + e_3$.

Палец ролика представляет собой стальной консольный валик, к концу которого приложена ударная нагрузка. Податливость его, представляющая собой деформацию под действием единичной силы, определяется выражением $e_1 = l^3/(3EJ)$, где l - длина пальца; E - модуль упругости материала, из которого выполнен палец ролика; J - момент инерции сечения.

Два цилиндрических стержня 3 испытывают изгибную нагрузку под действием момента Nl. Здесь N - сила, действующая на ролик. Угол изгиба стержней $\gamma = Nll_1/(EJ_2)$.

Для определения податливости стержней в точке контакта умножим эту величину на l и разделим на N и число стержней: $e_2 = l^2 l_1/(2EJ_2)$.

Штанга 5 выполнена из алюминиевой трубы с наружным диаметром D, внутренним D_1 и длиной l_2. Эта труба испытывает только растягивающие и сжимающие усилия, так как она свободно проходит в отверстие раскладочной коробки. Податливость штанги

$$e_3 = l_2/(E_a S) = 4l_2/[E_a \pi (D^2 - D_1^2)],$$

где E_a - модуль упругости алюминиевого сплава.

Коэффициент пропорциональности ξ определяется следующим образом. Пренебрегая трением качения ролика по пазу и принимая диаметр направляющих равным нулю, составим уравнение сил и моментов относительно осей x, z (рис.56,$б$) для крайнего верхнего положения штанги:

$$2S_1 - 2S_2 = 0, \quad Nl - 2S_2 l_3 = 0,$$

откуда

$$2S_2 = 2S_1 = Nl/l_3.$$

Выразим силу трения через нормальное давление:

$$F_{тр} = 2fS_1 + 2fS_2, \quad F_{тр} = 2fNl/l_3,$$

где f - коэффициент трения. Учитывая формулу (4.6) и то, что $N = F_{max}$, можно получить

$$\xi = 2fl/l_3.$$

Определение нагрузок в пространственном кулачковом раскладочном механизме при отсутствии зазоров между роликом и направляющей [26].

При движении штанги вниз, начиная с точки 0, на направляющей возникает реакция $N=F=(y-y_1)/e$, где F - вертикальная проекция нагрузки в точке контакта; y - перемещение приведенной массы; y_1 - перемещение ролика по направляющей; e - податливость подвижной системы.

Уравнение колебательной системы можно записать как уравнение с кинематическим возбуждением:

$$\ddot{y} + \frac{y}{me} = \frac{y_1}{me}. \qquad (4.7)$$

Перемещение y_1 согласно рис. 57 представим в следующем виде:

$$y_1 = r\left[\cos(\alpha - \psi) - \cos\alpha\right], \qquad (4.8)$$

где r - радиус закругления; α - угол наклона винтовой линии паза; ψ - угол поворота нормали в точке касания ролика с направляющей. Кроме того,

$$v_0 t = r\sin\alpha - r\sin(\alpha - \psi),$$

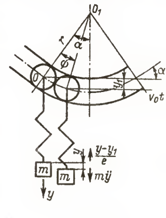


Рис.57.

где $v_0 = R\omega$ - окружная скорость кулачка; R - его радиус, по которому происходит касание ролика с поверхностью паза кулачка.

Отсюда можно получить зависимость для угла ψ:

$$\psi = \alpha - \arcsin(\sin\alpha - v_0 t/r)$$

и угловой скорости $\omega_1 = d\psi/dt$:

$$\omega_1 = \frac{v_0}{r\cos(\alpha - \psi)}$$

(ω_1 - угловая скорость ролика при движении его по пазу относительно точки О).

Угол α в существующих конструкциях механизмов составляет 15-20°, и потому с ошибкой 4,7% можно принять ω_1 величиной постоянной. Тогда

$$\psi = \omega_1 t. \qquad (4.9)$$

Подставим соотношение (4.9) в (4.8), а затем преобразуем уравнение (4.7):

$$\ddot{y} + p^2 y = p^2 r\left[\cos(\alpha - \omega_1 t) - \cos\alpha\right],$$

где $p^2 = 1/(me)$ - частота собственных колебаний системы.

Решение этого уравнения можно представить в виде

$$y = A\sin pt + B\cos pt + \frac{rp^2}{p^2-\omega_1^2}\cos(\alpha - \omega_1 t) - r\cos\alpha.$$

При начальных условиях $t = 0$, $y = 0$ и $\dot{y} = v$ (где v - скорость ролика в точке О) найдем постоянные

$$A = \frac{v}{p} - \frac{r\omega_1 p\sin\alpha}{p^2-\omega_1^2}, \qquad B = r\cos pt - \frac{rp^2\cos\alpha}{p^2-\omega_1^2}.$$

Окончательно имеем

$$y = \left(\frac{v}{p} - \frac{r\omega_1 p\sin\alpha}{p^2-\omega_1^2}\right)\sin pt + r\cos\alpha\left(1 - \frac{p^2}{p^2-\omega_1^2}\right)\cos pt + \frac{rp^2\cos(\alpha-\omega_1 t)}{p^2-\omega_1^2} - r\cos\alpha.$$

Определим разность перемещений $(y - y_1)$, при этом для сокращения записи вернемся к старым обозначениям постоянных:

$$y - y_1 = A\sin pt + B\cos pt + \frac{rp^2\cos(\alpha-\omega_1 t)}{p^2-\omega_1^2} - r\cos(\alpha - \omega t).$$

Разделив полученное выражение на податливость, можно найти силу F:

$$F = \frac{A}{e}\sin pt + \frac{B}{e}\cos pt + \frac{r\omega_1^2\cos(\alpha-\omega_1 t)}{e(p^2-\omega_1^2)}.$$

Так как изменение третьего члена уравнения составляет не более 4,7%, в первом приближении можно принять его постоянным. Это облегчит определение t_{max}, соответствующее F_{max}:

$$t_{max} = \frac{1}{p}\,\mathrm{arctg}\,\frac{A}{B}.$$

Тогда F_{max} можно определить упрощенным способом:

$$F_{max} = \frac{A}{e}\sin pt_{max} + \frac{B}{e}\cos pt_{max} + \frac{r\omega_1^2\cos(\alpha-\omega_1 t_{max})}{e(p^2-\omega_1^2)}.$$

Загругление по дуге окружности является наиболее технологичным с точки зрения обработки на металлорежущих станках. В то же время в динамическом отношении такие кулачки обладают очень низкими показателями. Большие ускорения, а также отсутствие непрерывности их изменения приводят к тому, что раскладчики нити ограничивают скорость приемки, а следовательно, производительность оборудования.

Для уменьшения инерционных нагрузок в кулачковых механизмах раскладки переходные кривые предлагается выполнять по гармоническому, полиномному и другим законам.

Рассмотрим динамику кулачковых механизмов с учетом податливости системы. Для упрощения решаемой задачи сопряжение по дуге окружности представим в виде параболы (рис.57), тогда ускорение на переходном участке будет постоянным.

Уравнение перемещения и скорости ролика, входящего в паз кулачка при постоянном ускорении, запишем в виде

$$y_1 = v_p \frac{\varphi}{\omega} - \frac{a}{2}\left(\frac{\varphi}{\omega}\right)^2, \qquad \dot{y}_1 = v_p - a\frac{\varphi}{\omega}. \qquad (4.10)$$

При $\varphi=\varphi_к$ имеем $y_1=H_к$, $\dot{y}_1=0$, где φ – текущий угол поворота кулачка; $\varphi_к$ – половина угла реверса; y_1 – координата перемещения нитеводителя; $v_p=a\varphi_к/\omega$ – его линейная скорость; ω – угловая скорость кулачка; $H_к$ – максимальное перемещение на переходном участке, которое определяется зависимостью $H_к=v_p\varphi_к/\omega - a(\varphi_к/\omega)^2/2$.

Из этих двух уравнений можно найти значения скорости и ускорения при $\varphi=\varphi_к$

$$v_p = 2H_к\frac{\omega}{\varphi_к}, \qquad a = 2H_к\frac{\omega^2}{\varphi_к^2}. \qquad (4.11)$$

При этом необходимо выдерживать условие неразрывности скорости в точке перехода от прямой к кривому участку $\dot{y}_1=\dot{y}_2$, где $\dot{y}_1$ – скорость нитеводителя на границе переходного участка;

$$\dot{y}_2 = r\omega \operatorname{tg}\beta_0 \qquad (4.12)$$

– скорость на прямом участке; r – средний радиус кулачка; β_0 – угол подъема паза на винтовом барабанчике.

Приравнивая правые части уравнений (4.11) и (4.12), получаем $2H_к\omega/\varphi_к = r\omega \operatorname{tg}\beta_0$, откуда

$$H_к = \frac{1}{2} r\varphi_к \operatorname{tg}\beta_0, \qquad \varphi_к = \frac{2H_к}{r\operatorname{tg}\beta_0}. \tag{4.13}$$

Окончательно уравнение (4.10) представим в виде

$$y_1 = \frac{2H_к\varphi}{\varphi_к} - \frac{H_к\varphi^2}{\varphi_к^2}.$$

Для определения действительного перемещения нитеводителя y, скорости $\dot{y}$ и ускорения $\ddot{y}$ с учетом податливости системы запишем дифференциальное уравнение колебательной системы с кинематическим возбуждением, пренебрегая демпфированием:

$$\ddot{y} + p^2 y = p^2\left(\frac{2H_к\varphi}{\varphi_к} - \frac{H_к\varphi^2}{\varphi_к^2}\right), \tag{4.14}$$

где $p = \frac{1}{\sqrt{me}}$ – частота собственных колебаний системы.

Частное решение данного дифференциального уравнения ищем в виде

$$y' = A\varphi^2 + B\varphi + C.$$

Определение постоянных приводит к следующему:

$$A = -\frac{H_к}{\varphi_к^2}, \quad B = \frac{2H_к}{\varphi_к}, \quad C = 2\,\frac{H_к\omega^2}{p^2\varphi_к^2}.$$

Обозначив отношение частоты собственных и вынужденных колебаний $k = p/\omega$, частное решение запишем в виде

$$y' = -\frac{H_к\varphi^2}{\varphi_к^2} + \frac{2H_к\varphi}{\varphi_к} + \frac{2H_к}{\varphi_к^2 k^2}.$$

Тогда решение уравнения (4.14) можно представить как

$$y = D\cos\varphi + E\sin k\varphi - \frac{H_к\varphi^2}{\varphi_к^2} + \frac{2H_к\varphi}{\varphi_к} + \frac{2H_к}{\varphi_к^2 k^2}.$$

При $\varphi = 0$ имеем $y = 0$, $\dot{y} = 2H_к\omega/\varphi_к$. В этом случае $D = -\frac{2H_к}{\varphi_к^2 k^2}$, $E = 0$.

Окончательное решение уравнения (4.14)

$$y = \frac{2H_к}{\varphi_к^2 k^2}(1 - \cos k\varphi) - \frac{H_к\varphi^2}{\varphi_к^2} + \frac{2H_к\varphi}{\varphi_к}.$$

Найдем скорость и ускорение нитеводителя:

$$\dot{y} = \frac{2H_к\omega}{\varphi_к^2 k}\sin k\varphi - \frac{2H_к\varphi\omega}{\varphi_к^2} + \frac{2H_к\omega}{\varphi_к},$$

$$\ddot{y} = \frac{2H_к\omega^2}{\varphi_к^2}\cos k\varphi - \frac{2H_к\omega^2}{\varphi_к^2},$$

или

$$\ddot{y} = \frac{2H_к\omega^2}{\varphi_к^2}(\cos k\varphi - 1).$$

Рассмотрим отношение ускорения нитеводителя к ускорению ролика $\ddot{y}/a = \cos k\varphi - 1$. Максимум этого отношения будет равен $(\ddot{y}/a)_{max} = -2$, т.е. ускорение нитеводителя может быть больше ускорения ролика в два раза, причем ускорение носит ярко выраженный колебательный характер.

Пусть переходный участок выполнен по гармоническому закону. Кривая переходного участка образуется в результате движения проекции точки по окружности с постоянной угловой скоростью: $y_к = H_к \sin\gamma$. При перемещении развертки кулачка вдоль оси φ на φr вектор $H_к$ повернется на угол γ, а при перемещении на максимальную величину $2\varphi_к r$ вектор $H_к$ повернется на угол π. Следовательно, $\gamma = \pi\varphi/(2\varphi_к)$. В этом случае

$$y_1 = H_к \sin\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к}, \qquad \dot{y}_1 = H_к\frac{\pi\omega}{2\varphi_к}\cos\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к},$$

$$\ddot{y}_1 = -H_к\frac{\pi^2\omega^2}{2\varphi_к}\sin\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к}.$$

Кроме того, необходимо установить условие неразрывности скорости в точке перехода от прямого к криволинейному участку. Так как $\dot{y}_2 = r\omega\,\mathrm{tg}\,\beta_0$, то приравнивая ему значение $\dot{y}_1$ при $\varphi = 0$, получаем $r\omega\,\mathrm{tg}\,\beta_0 = H_к\frac{\pi\omega}{2\varphi_к}$, откуда $H_к = \frac{2r}{\pi}\varphi_к\,\mathrm{tg}\,\beta_0$, или $\varphi_к = \frac{H_к\pi}{2r\,\mathrm{tg}\,\beta_0}$.

Сравнивая данные формулы с выражением (4.13), видим, что при одном и том же значении $\varphi_к$ переходный участок $H_к$ в этом случае будет больше на величину $4/\pi$.

Дифференциальное уравнение колебательной системы с кинематическим возбуждением без учета демпфирования представим в следующем виде:

$$\ddot{y} + p^2 y = p^2 H_к \sin\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к}. \qquad (4.15)$$

Решение его находим по формуле

$$y = B\cos k\varphi + D\sin k\varphi + \frac{H_к}{1-\pi^2/(4\varphi_к^2 k^2)}\sin\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к}.$$

При $\varphi = 0$ имеем $y = 0$, $\dot{y} = H_к \pi\omega/(2\varphi_к)$. Тогда $B = 0$,

$$D = -\frac{H_к \pi}{2k\varphi_к}\left(\frac{\pi^2/(4k^2\varphi_к^2)}{1-\pi^2/(4k^2\varphi_к^2)}\right) = -\frac{H_к \pi}{2k\varphi_к}\left(\frac{\mu^2}{1-\mu^2}\right), \quad \text{где} \quad \mu = \pi/(2k\varphi_к).$$

Решение уравнения (4.15) примет вид

$$y = -H_к \mu \left(\frac{\mu^2}{1-\mu^2}\right)\sin k\varphi + \frac{H_к}{1-\mu^2}\sin\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к} .$$

Определим скорость и ускорение нитеводителя:

$$\dot{y} = -\frac{H_к \pi\omega}{2\varphi_к}\left(\frac{\mu^2}{1-\mu^2}\right)\cos k\varphi + \frac{H_к}{(1-\mu^2)}\frac{\pi\omega}{2\varphi_к}\cos\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к} ,$$

$$\ddot{y} = \frac{H_к \pi\omega^2 k}{2\varphi_к}\left(\frac{\mu^2}{1-\mu^2}\right)\sin k\varphi - \frac{H_к}{(1-\mu^2)}\frac{\pi\omega^2}{4\varphi_к^2}\sin\frac{\pi\varphi}{2\varphi_к} .$$

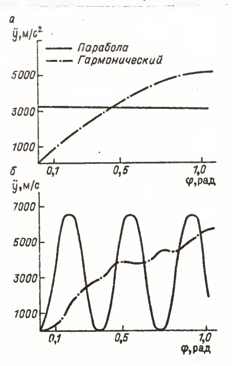


Рис.58.

Найдем отношение ускорений нитеводителя и ролика:

$$\frac{\ddot{y}}{a} = \frac{\pi^2}{2k\varphi_к(1-\mu^2)}\,\frac{\sin k\varphi}{\sin(\pi\varphi/(2\varphi_к))} + \frac{1}{1-\pi^2/(4k^2\varphi_к^2)} .$$

На рис.58 представлены зависимости ускорений ролика (a) и нитеводителя ($б$) для рассматриваемых законов сопряжения винтовых линий кулачка-раскладчика. Гармонический закон имеет явное преимущество. Однако важным фактором, определяющим качество паковки, является расположение витков нити на бобине, угол раскладки нити, равновесность намотки. Все эти данные можно получить, исследуя дифференциальное уравнение наматывания (глава 2).

4.3. Уравнения законов движения нитеводителя в параметрической форме

Для кинематического и динамического анализа нитераскладочных механизмов удобно пользоваться аппаратом передаточных функций. При этом происходит четкое разделение геометрических и кинематических характеристик, описывающих движение нитеводителя. В свою очередь, для облегчения расчетов функции положения и передаточных функций, а также для их объективного сопоставления целесообразно воспользоваться аппаратом безразмерных характеристик. Использование этого аппарата позволяет отделить вид кривой сопряжения от масштабных факторов, т.е. качественные характеристики закона сопряжения от количественных.

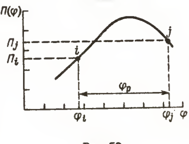


Рис.59.

При движении нитеводителя по закону, заданному профилем паза винтового барабанчика (рис.59), примем

$$z = \Pi(\varphi), \tag{4.16}$$

где z – координата нитеводителя, м; φ – угол поворота винтового барабанчика, рад; Π – функция положения нитеводителя, м.

Определим первую, вторую и третью передаточные функции:

$$\Pi'(\varphi) = \frac{d\Pi(\varphi)}{d\varphi}, \quad \Pi''(\varphi) = \frac{d^2\Pi(\varphi)}{d\varphi^2}, \quad \Pi'''(\varphi) = \frac{d^3\Pi(\varphi)}{d\varphi^3}. \tag{4.17}$$

Последовательно дифференцируя (4.16), получаем связь между параметрами движения нитеводителя, с одной стороны, и геометрическими и кинематическими характеристиками механизма, с другой:

$$\begin{aligned} \dot{z} &= \Pi'(\varphi)\dot{\varphi}, \\ \ddot{z} &= \Pi''(\varphi)\dot{\varphi}^2 + \Pi'(\varphi)\ddot{\varphi}, \\ \dddot{z} &= \Pi'''(\varphi)\dot{\varphi}^3 + 3\Pi''(\varphi)\varphi\ddot{\varphi} + \Pi'(\varphi)\dddot{\varphi}. \end{aligned} \tag{4.18}$$

Безразмерную функцию, характеризующую закон сопряжения на участке от точки $i\,(\varphi_i, \Pi(\varphi_i))$ до $j\,(\varphi_j, \Pi(\varphi_j))$ (рис.59), определяем следующим образом:

$$\theta(\tau) = \frac{\Pi(\varphi) - \Pi(\varphi_i)}{\Pi(\varphi_j) - \Pi(\varphi_i)}\,, \quad \tau = \frac{\varphi - \varphi_i}{\varphi_j - \varphi_i}\,; \qquad (4.19)$$

где τ – безразмерный параметр, изменяющийся в интервале $[0,1]$; $\theta(\tau)$ – безразмерная функция. Используя формулы (4.17), (4.19), находим зависимости для определения передаточных функций:

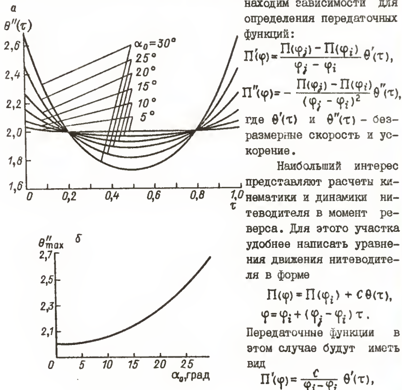


Рис.60.

$$\Pi'(\varphi) = \frac{\Pi(\varphi_j) - \Pi(\varphi_i)}{\varphi_j - \varphi_i}\,\theta'(\tau),$$

$$\Pi''(\varphi) = -\frac{\Pi(\varphi_j) - \Pi(\varphi_i)}{(\varphi_j - \varphi_i)^2}\,\theta''(\tau),$$

где $\theta'(\tau)$ и $\theta''(\tau)$ – безразмерные скорость и ускорение.

Наибольший интерес представляют расчеты кинематики и динамики нитеводителя в момент реверса. Для этого участка удобнее написать уравнения движения нитеводителя в форме

$$\Pi(\varphi) = \Pi(\varphi_i) + C\,\theta(\tau),$$

$$\varphi = \varphi_i + (\varphi_j - \varphi_i)\,\tau\,.$$

Передаточные функции в этом случае будут иметь вид

$$\Pi'(\varphi) = \frac{C}{\varphi_j - \varphi_i}\,\theta'(\tau),$$

$$\Pi''(\varphi) = -\frac{C}{(\varphi_j - \varphi_i)^2}\,\theta''(\tau).$$

Если при реверсе $\Pi(\varphi_i) = \Pi(\varphi_j)$, то безразмерная функция $\theta(\tau)$ при изменении τ от 0 до 1 изменяется от 0 до θ_{max}, а затем до 0.

Задавая вид кривой $\theta(\tau)$, получим различные виды сопряжения винтовых канавок противоположных направлений. При этом необходимо, чтобы в точках сопряжения i и j функция $\Pi'(\varphi)$ была непрерывной. Так как перед точкой сопряжения $\Pi(\varphi_i - 0) = r\,\mathrm{tg}\,\alpha$, где r – радиус винтового барабанчика; α – угол наклона винтовой линии в точке сопряжения на радиусе r, то, положив для единообразия $\theta'(0) = 1$ для всех законов, можно определить постоянную C:

$$C = \Pi'(\varphi_i)(\varphi_j - \varphi_i)/\theta'(0) = r\,\mathrm{tg}\,\alpha\;\varphi_p,$$

где $\varphi_p = \varphi_j - \varphi_i$ – угол реверса. Длина хода нитеводителя на участке сопряжения в этом случае определяется по формуле $s = C\theta_{max}$.

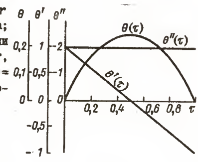


Рис.61.

Сравнение наиболее употребительных законов сопряжения, определяющих движение нитеводителя, произведем по экстремальным значениям функций $|\theta''|_{max}$, $|\theta''\theta'|_{max}$, первая из которых характеризует максимальную величину "идеальных" ускорений нитеводителя, а вторая – максимальную величину кинематической мощности. При сравнении принято, что угол наклона винтовой линии в точках сопряжения одинаков и равен α_0.

1. Закон сопряжения по дуге окружности радиусом R. Этот закон в отличие от других рассмотренных законов построен не по заданной функции $\theta(\tau)$, а по кривой сопряжения. Безразмерные функции и ее производные имеют вид

$$\theta(\tau) = 0{,}5\left[(1 - \sin^2\alpha_0(2\tau-1)^2)^{1/2} - \cos\alpha_0\right](\mathrm{tg}\,\alpha_0 \sin\alpha_0)^{-1},$$

$$\theta'(\tau) = -\left[1 - \sin^2\alpha_0(2\tau-1)^2\right]^{-1/2} \sin\alpha_0 (2\tau-1)(\mathrm{tg}\,\alpha_0 \sin\alpha_0)^{-1},$$

$$\theta''(\tau) = -2\sin^2\alpha_0\left[1 - \sin^2\alpha_0(2\tau-1)^2\right]^{-3/2}(\mathrm{tg}\,\alpha_0 \sin\alpha_0)^{-1}.$$

Учитывая для этого закона $\Pi'(\varphi_i) = r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0$, $\varphi_p = 2R\sin\alpha_0\, r^{-1}$, константу C находим по формуле $C = 2R\,\mathrm{tg}\,\alpha_0 \sin\alpha_0$.

Функции $|\theta''(\tau)|$ и $|\theta''(\tau)\theta'(\tau)|$ достигают своих максимальных значений при $\tau = 0$ и $\tau = 1$, т.е. в начале и в конце переходного участка, и составляют

$$|\theta''|_{max} = 2(1-\sin^2\alpha_0)^{-3/2}\cos\alpha_0 ,$$
$$|\theta'\theta''|_{max} = (1-\sin^2\alpha_0)^{-3/2}\cos\alpha_0 .$$

Зависимость $\theta''(\tau)$ для различных углов α_0 приведена на рис. 60, *а*. Идеальные ускорения нитеводителя определяются выражением

$$\ddot{z} = -\frac{r\operatorname{tg}\alpha_0}{\varphi_p}\theta''(\tau)\omega^2. \qquad (4.20)$$

Анализ изменения идеальных ускорений в зависимости от угла α_0 и радиуса винтового барабанчика r показывает, что при увеличении α_0 или при уменьшении r максимум идеальных ускорений увеличивается. Таким образом, чем меньше угол подъема паза α_0 и чем больше радиус барабанчика r, тем лучше условия работы механизма. На рис.60, *б* представлена зависимость $|\theta''(\tau)|_{max}$ от угла α_0.

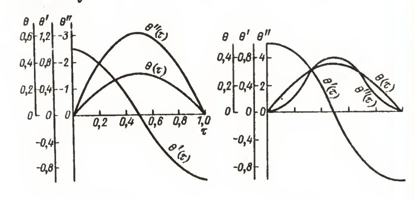


Рис.62. Рис.63.

2. Закон движения с постоянным ускорением. Иногда этот закон называют "законом постоянного ускорения", или по форме участка реверса – "параболическим". Зависимости для функции $\theta(\tau)$ и ее производных, в данном случае имеющие вид

$$\theta(\tau) = -\tau^2 + \tau, \quad \theta'(\tau) = -2\tau + 1, \quad \theta''(\tau) = -2,$$

приведены на рис.61. Для этого закона $\theta_{max} = 0{,}25$, $|\theta''|_{max} = 2$, $|\theta'\theta''|_{max} = 2$.

3. Полупериодный гармонический закон, который называют также "синусоидальным" или "косинусоидальным". Функции $\theta(\tau)$ и ее производные для такого закона определяются выражениями

$$\theta(\tau) = \frac{1}{\pi}\sin\pi\tau, \quad \theta'(\tau) = \cos\pi\tau,$$

$$\theta''(\tau) = -\pi\sin\pi\tau.$$

Зависимости этих функций от τ представлены на рис.62. Для данного закона $\theta_{max} = 0{,}3183$, $|\theta''|_{max} = 3{,}1416$, $|\theta''\theta'|_{max} = 1{,}5708$.

4. Гармонический закон:

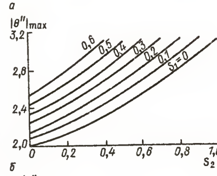
$$\theta(\tau) = \frac{1}{2\pi^2}(1 - \cos 2\pi\tau) + \tau(1-\tau),$$

$$\theta'(\tau) = \frac{1}{\pi}\sin 2\pi\tau - 2\tau + 1,$$

$$\theta''(\tau) = 2\cos 2\pi\tau - 2.$$

Зависимости приведены на рис.63. Для гармонического закона $\theta_{max} = 0{,}3513$, $|\theta''|_{max} = 4$, $|\theta'\theta''|_{max} = 1{,}62$.

5. Закон движения "модифицированная трапеция". Зависимости для функций $\theta(\tau)$ и ее производных имеют вид:



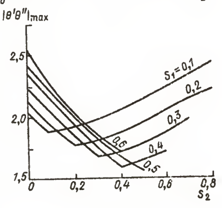


Рис.64.

при $0 \leqslant \tau \leqslant s_1$

$$\theta(\tau) = -\left(\frac{2s_1}{\pi}\right)^2 \theta''_{max} \sin\frac{\pi\tau}{2s_1} + C_1\pi,$$

$$\theta'(\tau) = -\frac{2s_1}{\pi}\theta''_{max}\cos\frac{\pi\tau}{2s_1} + C_1, \qquad \theta''(\tau) = \theta''_{max}\sin\frac{\pi\tau}{2s_1},$$

при $s_1 \leqslant \tau \leqslant 1-s_2$

$$\theta(\tau)=\frac{1}{2}\theta''_{max}\tau^2+C_2\tau+b_2,$$

$$\theta'(\tau)=\theta''_{max}\tau+C_2,$$

$$\theta''(\tau)=\theta''_{max},$$

при $1-s_2 \leqslant \tau \leqslant 1$

$$\theta(\tau)=-\left(\frac{2s_2}{\pi}\right)\theta''_{max}\sin\frac{\pi(1-\tau)}{2s_2}+C_3\tau+b_3,$$

$$\theta'(\tau)=\frac{2s_2}{\pi}\theta''_{max}\cos\frac{\pi(1-\tau)}{2s_2}+C_3, \quad \theta''(\tau)=\theta''_{max}\sin\frac{\pi(1-\tau)}{2s_2},$$

где
$$\theta''_{max}=-\frac{2\pi}{2(s_1+s_2)-\pi(s_1+s_2-1)},$$

$$C_1=1-\frac{4s_1}{2(s_1+s_2)-\pi(s_1+s_2-1)},\ C_2=1+\frac{2s_1(\pi-2)}{2(s_1+s_2)-\pi(s_1+s_2-1)},\ C_3=\frac{4s_2}{2(s_1+s_2)-\pi(s_1+s_2-1)}-1,$$

$$b_2=C_3.$$

Для этого закона зависимость $|\theta''|_{max}$ от параметров s_1 и s_2 приведена на рис.64,*а*. Зависимость $|\theta''\theta'|_{max}(s_1,s_2)$ представлена на рис.64,*б*. Частными случаями закона "модифицированной трапеции" являются полупериодный гармонический закон (при $s_1 = s_2 = 0{,}5$) и прямоугольный закон ускорения ($s_1 = s_2 = 0$).

4.4. Анализ динамических нагрузок, действующих на нитеводитель

Динамические нагрузки, действующие на нитеводитель в моменты смены направления движения, зависят от многих факторов, к важнейшим из которых относятся: вид закона сопряжения винтовых канавок барабанчика, угол реверса, при котором происходит изменение направления движения нитеводителя φ_p, рад; угловая скорость барабанчика ω, рад/с; конструкция нитеводителя; масса и податливость отдельных его деталей или частей; размер зазоров и люфтов в кинематической цепи нитераскладчика Δs, м; точность выполнения заданного сопряжения (погрешность при изготовлении). Влияние указанных факторов может проявляться в

различной степени в зависимости от условий работы нитераскладчика. Динамические нагрузки, действующие на нитеводитель, пропорциональны его массе.

Для разработки методики расчета динамических нагрузок, действующих на нитеводитель, необходимо реальную конструкцию нитераскладчика заменить ее динамической моделью, которая, отражая основные динамические особенности конструкции, может быть использована для проведения расчетов.

Стремление конструкторов при проектировании нитераскладочных механизмов уменьшить массу и упростить его конструкцию позволяет для большинства нитераскладочных механизмов использовать одномассовую модель.

На основе этой модели построены три ее разновидности, с разной степенью схематизации описывающие динамические процессы в реальном механизме (рис.65, *а*–*в*). Рассмотрим последовательно эти модели и области их применения.

1. Динамическая модель, не учитывающая податливость нитеводителя, т.е. построенная на кинетостатической основе (рис. 65,*а*). Для этой модели динамические нагрузки, действующие на нитеводитель, определяются выражением $F_д = m\Pi''(\varphi)\omega^2$, где $F_д$ – си-

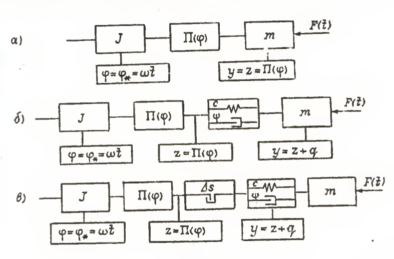


Рис.65.

ла инерции, действующая вдоль линии движения нитеводителя; m – его масса.

Используя эту модель, можно производить сравнение различных законов сопряжения, при этом максимальное значение силы инерции $F_д$ будет пропорционально рассмотренным в п.4.1 значениям $|\theta''|_{max}$. Наименьшее ускорение в данном случае обеспечивает прямоугольный закон ускорения. Максимальная сила инерции для этого закона

$$F_д^{max} = 2\frac{r\,tg\alpha}{\varphi_p}\omega^2.$$

Приведенную динамическую модель можно использовать при исследовании тихоходных нитераскладочных механизмов с относительно жесткими звеньями. Кроме этого, следует отметить, что при $\omega \ll k$ (ω – угловая скорость барабанчика; k – собственная частота подвижной системы нитеводителя) сопровождающие колебания, вызванные наличием скачков или резкими изменениями производных функции $\theta(\tau)$, могут вообще не возникать или проявляться сравнительно слабо. Это объясняется множеством причин, основной из которых является то, что в результате изготовления кулачка вместо "идеальной" функции $\theta''(\tau)$ его профиль описывается более сглаженной, без разрывов функцией вследствие податливости системы станок – фреза – кулачок. Таким образом, разрыв непрерывности функции $\theta''(\tau)$, например, для прямоугольного закона ускорения заменяется хотя и резким, но непрерывным ее изменением. Колебательная система, обладающая высокой собственной частотой, способна "воспринять" это различие, и поэтому величина сопровождающих колебаний у такой системы меньше.

2. Динамическая модель, учитывающая податливость нитеводителя (рис.65,$б$). Этой моделью необходимо пользоваться при определении динамических нагрузок в высокоскоростных нитераскладочных механизмах, так как в данном случае возникают значительные сопровождающие колебания.

Дифференциальное уравнение, соответствующее этой модели, имеет вид [9]

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + k^2 q = w(t), \qquad (4.21)$$

где $2n = b/m$; $k^2 = c/m$; $w(t) = F(t)/m - \ddot{z}(t)$. Здесь m – масса нитеводителя, c – его жесткость; q – обобщенная координата, со-

ответствующая деформации податливых частей нитеводителя; b - коэффициент эквивалентного линейного сопротивления; $F(t)$ - усилие, действующее на нитеводитель со стороны нити.

Кинематическое возмущение $\ddot{z}(t)$ определяется формой переходного участка нитераскладчика (4.20). Силовое возмущение незначительно, и им можно пренебречь.

Решение дифференциального уравнения (4.21) производится по методике, использующей понятие скачка. Приведем необходимые пояснения. Разделив период T изменения функции $w(t)$ на участки, в пределах которых функция $\ddot{z}(t)$ непрерывна и многократно дифференцируема, можно записать решение уравнения (4.21) на участке s при $t > t_{s-1}$ в виде

$$q = \sum_{i=0}^{s-1} e^{-n(t-t_i)}\left[A_i \cos k(t-t_i) + B_i \sin k(t-t_i)\right] + Y.$$

Здесь сумма по i определяет сопровождающие колебания, вызванные разрывами на границах участков $t = t_i$, а Y - частное решение на исследуемом участке $|t > t_{s-1}|$.

Значения A_i и B_i определяются исходя из непрерывности функций $z+q$ и $\dot{z}+q$:

$$A_i = -(\Delta z_i + \Delta y_i), \quad B_i = -\frac{1}{k}(\Delta \dot{z}_i + \Delta \dot{y}_i),$$

где Δz_i, $\Delta \dot{z}_i$, Δy_i, $\Delta \dot{y}_i$ - скачкообразные изменения соответствующих функций при $t = t_i$, т.е.

$$\Delta z_i = z(t_i + 0) - z(t_i - 0), \quad \Delta \dot{z}_i = \dot{z}(t_i + 0) - \dot{z}(t_i - 0),$$

$$\Delta y_i = y(t_i + 0) - y(t_i - 0), \quad \Delta \dot{y}_i = \dot{y}(t_i + 0) - \dot{y}(t_i - 0).$$

Вводя в рассмотрение понятие скачка, определяемого как $D_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$, получим

$$\dot{q} = \sum_{i=0}^{s-1} D_i e^{-n(t-t_i)} \sin\left[k(t-t_i) + \gamma_i\right] + \dot{y}, \qquad (4.22)$$
$$\ddot{q} = \sum_{i=0}^{s-1} k^2 D_i e^{-n(t-t_i)} \sin\left[k(t-t_i) + \gamma_i\right] + \ddot{y},$$

где $\gamma_i = \mathrm{arctg}(A_i / B_i)$.

Как показали экспериментальные исследования нитераскладочных механизмов, колебания нитеводителя, возбужденные на участке реверса, полностью затухают к тому моменту, когда нитеводитель подходит к следующему реверсу. В этом случае суммирование

по i в выражении (4.22) достаточно производить в пределах одного периода изменения функции $w(\bar{t})$ или на одном участке реверса нитераскладчика. Будем рассматривать частное решение уравнения и выражения для скачков $w(\bar{t})$, используя аппарат передаточных и безразмерных функций. Частное решение в этом случае имеет вид

$$Y = -\left[\frac{1}{N_*^2}(\Pi'' - \frac{1}{N_*^2}\Pi^{(IV)} + \frac{1}{N^4}(\Pi^{(VI)} - \ldots) + \frac{1}{k^2}(h - \frac{\ddot{h}}{k^2} + \frac{h^{(IV)}}{k^4} - \ldots)\right],$$

где $h = F(\bar{t})m$; $N_* = k/\omega$.

Пренебрегая силами технологического сопротивления $F(\bar{t})$ и учитывая в первом ряду лишь первый член, с учетом зависимости (4.6) получаем

$$Y \approx \frac{1}{N_*^2}\,\frac{c}{\varphi_p^2}\,\theta''(\tau).$$

При тех же допущениях скачок D_i находим по формуле

$$D_i \approx \sqrt{\left(\frac{\Delta\Pi_i''}{N_*^2} + \Delta\Pi_i\right)^2 + \left(\frac{\Delta\Pi_i'''}{N_*^3} - \frac{\Delta\Pi_i'}{N_*}\right)^2},$$

или, учитывая (4.7) и (4.8), по формуле

$$D_i \approx \frac{c}{\varphi_p}\sqrt{\left(-\frac{1}{N^2}\,\frac{\Delta\theta_i''}{\varphi_p} - \varphi_p\Delta\theta_i\right)^2 + \left(\frac{1}{N_*^3}\,\frac{\Delta\theta_i'''}{\varphi_p^2} - \frac{1}{N_*}\Delta\theta_i'\right)^2}. \quad (4.23)$$

Полученные зависимости позволяют определять инерционные нагрузки, действующие на нитеводитель во время реверса, и оценивать влияние различных факторов на их максимальную величину. Для проведения расчета необходимо иметь следующие данные: аналитическое или численное выражение для определения безразмерной функции закона сопряжения $\theta(\tau)$ и ее производных; угол реверса φ_p, рад; угол наклона подъема винтовой канавки барабанчика α_0, рад, его радиус r, м; угловая скорость барабанчика ω, рад/с; масса нитеводителя m, кг; жесткость податливых деталей нитеводителя c, Н/м.

Расчет производится в таком порядке. Сначала определяются собственная частота нитеводителя $k = \sqrt{c/m}$ и число $N = k/\omega$. После этого участок реверса нитеводителя разбивается на участки, где функция $\theta(\tau)$ и ее производные непрерывны. В точках разрыва непрерывности рассчитываются скачки D_i по формуле (4.23). После этого для каждого момента $\bar{t}$ можно определить ускорения нитеводителя по формуле (4.22), а затем и динамическую нагрузку

$$F_д = m(\ddot{q} + \ddot{z}). \quad (4.24)$$

Рассмотрим в качестве примеров определение ускорения для законов, приведенных в п.4.3.

1. Закон сопряжения по дуге окружности отдельно рассматривать не будем, так как он незначительно отличается от закона с постоянным ускорением, причем различия могут вызывать лишь отрицательный эффект, так как для этого закона скачок в начале переходного участка больше по абсолютной величине и, следовательно, сопровождающие колебания будут большими.

2. Закон движения с постоянным ускорением. Для этого закона частное решение уравнения имеет вид

$$Y = \frac{1}{N_*^2}\,\frac{2r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\varphi_p}.$$

Скачок D в начальный момент времени (в точке сопряжения) определяется скачком второй передаточной функции $\Delta\Pi''$, и формула для его вычисления такова:

$$D = \frac{1}{N_*^2}\,\frac{2r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\varphi_p}.$$

В данном случае $A = D$ и $\gamma = 0{,}5$. Следовательно, выражение для ускорения $\ddot{q}$ нитеводителя (учитывая, что $\dot{y} = 0$ и принимая $t = 0$)

$$\ddot{q} = 2\omega^2\,\frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\varphi_p}\,e^{-nt}\sin\left(kt + \frac{\pi}{2}\right).$$

Полное его ускорение составляет

$$\ddot{y} = 2\omega^2\,\frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\varphi_p}\left[e^{-nt}\sin\left(kt + \frac{\pi}{2}\right) - 1\right].$$

Максимальное значение ускорения

$$|\ddot{y}|_{max} = 2\omega^2\,\frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\varphi_p}\,(e^{-n\pi/k} + 1).$$

Пренебрегая демпфированием, имеем приближенную расчетную формулу

$$|\ddot{y}|_{max} \approx 4\omega^2\,\frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\varphi_p}.$$

3. Полупериодный гармонический закон. Частное решение уравнения запишем в виде

$$Y = \frac{1}{N_*^2}\,\frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\varphi_p}\,\pi\sin\pi\tau.$$

Скачок D, который имеется в начале переходного участка, определяется скачком $\Delta\theta'''$ $(\Delta\theta''' = -\pi^2\cos\pi\tau)$ и вычисляется как

$$D=\frac{1}{N_*^3}\,\frac{r\tilde{t}g\alpha_0}{\varphi_p^2}\,\pi^2.$$

В этом случае $B=D$, $\gamma=0$, $\ddot{Y}=-\frac{\pi^3\omega^2}{N_*^2}\,\frac{r\tilde{t}g\alpha_0}{\varphi_p}\sin\pi\tau$, и выражение для ускорения $\ddot{q}$ нитеводителя имеет вид

$$\ddot{q}=\frac{\omega^3}{k}\,\frac{\pi^2}{\varphi_p^2}\,r\tilde{t}g\alpha_0\left[e^{-nt}\sin kt-\frac{\omega\pi}{k}\,\frac{1}{\varphi_p}\,\sin\left(\pi\frac{\omega t}{\varphi_p}\right)\right].$$

Полное значение ускорения

$$\ddot{y}=-r\tilde{t}g\alpha_0\frac{\pi}{\varphi_p}\omega^2\left[\sin\left(\pi\frac{\omega t}{\varphi_p}\right)-\frac{\omega}{k}\frac{\pi}{\varphi_p}e^{-nt}\sin kt+\left(\frac{\omega}{k}\frac{\pi}{\varphi_p}\right)^2\sin\left(\pi\frac{\omega t}{\varphi_p}\right)\right].$$

Максимальные значения ускорения для данного закона не превосходят величины

$$|\ddot{y}|_{max}\leqslant r\tilde{t}g\alpha_0\frac{\pi}{\varphi_p}\omega^2\left[1+\frac{\omega}{k}\frac{\pi}{\varphi_p}+\left(\frac{\omega}{k}\frac{\pi}{\varphi_p}\right)^2\right].$$

Отметим, что сомножитель перед квадратной скобкой в последнем выражении представляет собой идеальное ускорение $\ddot{z}$, а величина в квадратных скобках показывает, во сколько раз ускорение, полученное при учете податливости нитеводителя, может превышать идеальное $\ddot{z}$.

4. Гармонический закон сопряжения. Частное решение уравнения при этом законе

$$Y=\frac{1}{N_*^2}\,\frac{r\tilde{t}g\alpha_0}{\varphi_p}\,2\left(\cos 2\pi\tau-1\right).$$

Скачок D равен нулю, так как при $\tau=0$ безразмерные функции θ, θ', θ'', θ''' не имеют разрыва. Он появляется только у функции $\theta^{(IV)}$, но в этом случае не учитывается в соответствии с формулой (4.23). Ускорение нитеводителя определяется выражением

$$\ddot{q}=-8\,\frac{\pi^2\omega^4}{k^2}\,\frac{r\tilde{t}g\alpha_0}{\varphi_p^3}\cos 2\pi\frac{\omega t}{\varphi_p}.$$

Полное значение ускорения для гармонического закона сопряжения

$$\ddot{y}=\omega^2\frac{r\tilde{t}g\alpha_0}{\varphi_p}\,2\left(\cos 2\pi\frac{\omega t}{\varphi_p}-1\right)-8\,\frac{\pi^2\omega^4}{k^2}\,\frac{r\tilde{t}g\alpha_0}{\varphi_p^3}\cos 2\pi\frac{\omega t}{\varphi_p}.$$

Максимальные его значения для данного закона не превосходят величины

$$|\ddot{y}|_{max}\leqslant 4\omega^2\,\frac{r\tilde{t}g\alpha_0}{\varphi_p}\left[1+2\left(\frac{\omega}{k}\frac{\pi}{\varphi_p}\right)^2\right].$$

Аналогичные формулы могут быть получены для любого другого закона сопряжения канавок нитераскладчика.

В табл.5 представлены результаты расчетов максимальных ускорений нитеводителя для различных угловых скоростей ω вращения барабанчика. Исходные данные: $r = 20{,}75\cdot10^{-3}$ м, $\alpha = 19^{0}50'$, $\varphi_p = 75^{0}$, $k = 3{,}95\cdot10^{3}$ рад/с.

Таблица 5

ω, рад/с	Ускорения $\lvert\ddot{y}\rvert_{max}$, м/с^2, для различных законов сопряжения		
	Прямоугольный	Полупериодный гармонический	Гармонический
50	57,278	46,39	57,38
100	299,112	191,55	230,65
150	515,502	445,14	524,06
200	916,448	817,87	943,51
250	1431,950	1321,43	1498,03
300	2062,008	1968,51	2199,03
350	2806,622	2772,77	3060,47
400	3665,792	3748,90	4098,85

Далее рассмотрим динамическую модель, учитывающую податливость нитеводителя и зазор между лодочкой и пазом. При работе нитераскладочного механизма в результате износа лодочки образуется зазор между ней и стенкой паза барабанчика. Величина износа определяется множеством факторов, к важнейшим из которых можно отнести скорость скольжения лодочки по поверхности паза, величину и характер усилий между ними, материалы трущейся пары, количество и качество смазки и др. Образующийся зазор в сопряжении может достигать 1 мм и более. Наличие зазора отрицательно сказывается на процессе наматывания паковки, так как при этом возникает определенная свобода движения нитеводителя, в особенности на участке сопряжения, т.е. как раз в тех зонах, где к движению нитеводителя предъявляются повышенные требования. Результатом этого является получение паковок, имеющих сленты витков на торцах, и паковок с утолщенными торцами. С точки зрения динамики наличие зазора приводит к тому, что нитеводи-

тель при равномерном движении соприкасается с одной стороной паза, а при прохождении участка реверса, двигаясь по инерции, выбирает зазор, и лодочка ударяется о другую стенку паза, что приводит к значительному увеличению динамических нагрузок.

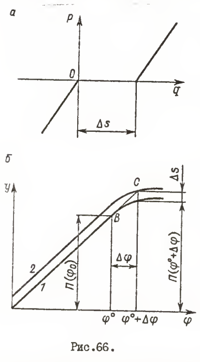


Рис.66.

Таким образом, при движении лодочки по переходному участку происходит жесткий удар из-за разрыва первой передаточной функции $\Pi'(\varphi)$ в отличие от мягкого удара, возникающего при скачке второй передаточной функции $\Pi''(\varphi)$. Причем жесткий удар возникает независимо от закона сопряжения и вызывает значительное увеличение амплитуды сопровождающих колебаний.

Динамическая модель нитераскладочного механизма, учитывающая зазор между лодочкой и пазом, изображена на рис.65,*в*. Уравнение движения для этой модели будет таким же, как и для модели на рис.65,*б*. Различие заключается в том, что жесткость c в этом случае подчиняется нелинейному закону. Уравнение движения для модели имеет вид нелинейного дифференциального уравнения второго порядка

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + k^2 q = w(t),$$

где $k^2 = \begin{cases} c/m, & q \leqslant 0, \ q \geqslant \Delta s, \\ 0, & 0 < q < \Delta s. \end{cases}$

Решение уравнения может быть получено, например, методом гармонической линеаризации, основанном на предположении о близости закона изменения координаты q к гармоническому. Однако линейность рассматриваемой модели нарушается лишь в тот момент,

когда лодочка преодолевает зазор Δs при переходе с одной стенки паза на другую, после чего линейность снова восстанавливается. Вследствие этого можно считать систему линейной, реагирующей на зазор как на некоторое импульсное возмущение, вызванное скачком первой передаточной функции $\Delta\Pi'$ [8].

Проанализируем движение нитеводителя при переходе через зазор. Схема этого движения представлена на рис.66,*а*. При $\varphi=\varphi_0$ (рис.66,*б*) происходит отрыв от кривой *1*, что соответствует началу участка сопряжения. Так как зазор мал, то можно считать, что скорость движения нитеводителя при преодолении зазора остается постоянной. Тогда координату $\varphi^0+\Delta\varphi$ точки *C* можно найти из следующего соотношения:

$$\Pi(\varphi^0+\Delta\varphi)-\Pi(\varphi^0)+\Delta s=\Pi'(\varphi^0)\Delta\varphi.$$

Разложив функции $\Pi(\varphi^0+\Delta\varphi)$ и $\Pi'(\varphi^0+\Delta\varphi)$ в ряд Тейлора по степеням $\Delta\varphi$ в окрестности точки φ^0 и проделав несложные преобразования, можно определить величину $\Delta\varphi$, учитывая только первый ненулевой член ряда:

$$|\Delta\varphi|\approx\sqrt{2\Delta s/|\Pi''(\varphi^0)|}\qquad \text{при}\quad \Pi''(\varphi^0)\neq 0,$$

$$|\Delta\varphi|\approx\sqrt[3]{6\Delta s/|\Pi'''(\varphi^0)|}\qquad \text{при}\quad \Pi''(\varphi^0)=0,\ \Pi'''(\varphi^0)\neq 0,$$

$$|\Delta\varphi|\approx\sqrt[4]{24\Delta s/|\Pi^{(IV)}(\varphi^0)|}\qquad \text{при}\quad \Pi''(\varphi^0)=\Pi'''(\varphi^0)=0,\ \Pi^{(IV)}(\varphi^0)\neq 0,$$

а также величину скачка первой передаточной функции $\Delta\Pi'$:

$$|\Delta\Pi'|\approx\sqrt{2\Delta s|\Pi''(\varphi^0)|}\qquad \text{при}\quad \Pi''(\varphi^0)\neq 0,$$

$$|\Delta\Pi'|\approx\sqrt[3]{4{,}5\Delta s^2|\Pi'''(\varphi^0)|}\qquad \text{при}\quad \Pi''(\varphi^0)=0,\ \Pi'''(\varphi^0)\neq 0,$$

$$|\Delta\Pi'|\approx\sqrt{10{,}67\Delta s^3|\Pi^{(IV)}(\varphi^0)|}\qquad \text{при}\quad \Pi''(\varphi^0)=\Pi'''(\varphi^0)=0,\ \Pi^{(IV)}(\varphi^0)\neq 0.$$

В дальнейшем знаки приближенного равенства в этих формулах будем опускать. Скачок *D* и ускорение нитеводителя $\ddot{q}$ вычисляются, как и ранее, по формулам (4.23) и (4.24).

В качестве примера рассмотрим определение ускорений нитеводителя для различных законов сопряжения с учетом зазора Δs.

1. Закон сопряжения по дуге окружности. Для этого закона функцию положения и передаточные функции можно записать в виде

$$\Pi(\varphi) = \sqrt{R^2 - r^2\varphi^2} - \sqrt{R^2 - r^2(0{,}5\varphi_p)^2},$$

$$\Pi'(\varphi) = -\frac{r^2\varphi}{\sqrt{R^2 - r^2\varphi^2}}, \qquad \Pi''(\varphi) = -\frac{r^2R^2}{\sqrt{(R^2 - r^2\varphi^2)^3}}.$$

В данном случае $\Pi''(\varphi^0) \neq 0$ и скачок $\Delta\Pi'$ вычисляется по формуле

$$|\Delta\Pi'| = rR\sqrt{\frac{2\Delta s}{\sqrt{(R^2 - r^2(0{,}5\varphi_p)^2)^3}}}.$$

Угол $\Delta\varphi$, на который поворачивается барабанчик за время преодоления нитеводителем зазора, определяется соотношением

$$-\frac{r^2(\varphi^{(0)} + \Delta\varphi)}{\sqrt{R^2 - r^2(\varphi^{(0)} + \Delta\varphi)}} = \Delta\Pi' + \Pi'(\varphi^0).$$

После несложных преобразований имеем

$$\Delta\varphi = -R\left[\Delta\Pi' + \Pi'(\varphi^{(0)})\right]\left[r^4 + r^2(\Delta\Pi' + \Pi'(\varphi^{(0)})^2\right]^{-1/2} - \varphi^{(0)},$$

где $\varphi^{(0)} = -0{,}5\,\varphi_p$. Амплитуда дополнительных ускорений, вызываемых скачком, составляет k^2D.

Для расчета принимались следующие исходные данные: $r = 20{,}75\cdot10^{-3}$ м, $R = 40\cdot10^{-3}$ м, $\omega = 314{,}16$ с$^{-1}$, $\alpha_0 = 19°50'$, $\varphi_p = 75°$. Величину максимальных ускорений нитеводителя можно, как и в предыдущем случае, оценить сверху: $|\ddot{y}|_{max} \leqslant \omega^2\Pi''_{max} + k^2D + \ddot{Y}_{max}$.

Зависимость $|\ddot{y}_{max}|$ от Δs для различных значений N_* приведена на рис.67,*а*.

2. Закон движения с постоянным ускорением. В этом случае скачок $\Delta\Pi'$ определяется выражением

$$|\Delta\Pi'| = \sqrt{4\Delta s\,\frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\varphi_p}}.$$

Формула для угла $\Delta\varphi$ имеет вид

$$\Delta\varphi = \frac{|\Delta\Pi'|}{2r\,\mathrm{tg}\,\alpha_0}\,\varphi_p.$$

На рис.67 изображена зависимость $|\ddot{y}|_{max}$ от Δs для различных N_*. Исходные данные те же, что и в п.I.

3. Гармонический полупериодный закон. В этом случае $\Pi''(\varphi^0) = 0$ и скачок $\Delta\Pi'$ вычисляется следующим образом:

$$|\Delta\Pi'| = \sqrt[3]{4{,}5\,\Delta s\,\pi^2\,\frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\varphi_p^2}}\ .$$

Угол $\Delta\varphi$ определяется выражением

$$\Delta\varphi = \frac{\varphi_p}{\pi}\arccos\left(1 + \frac{\Delta\Pi'}{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right).$$

На рис.68, *а* представлена зависимость $|\ddot{y}_{max}|$ от Δs для гармонического полупериодного закона при различных N_*. Исходные данные по п.I.

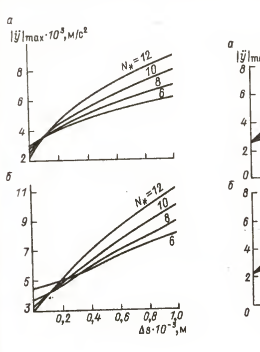


Рис.67.

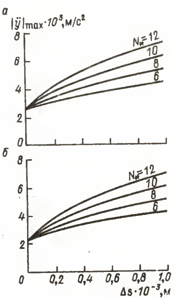


Рис.68.

4. Гармонический закон движения. Для этого закона $\Pi''(\varphi^0) = \Pi'''(\varphi^0) = 0$. Скачок $\Delta\Pi'$ и угол $\Delta\varphi$ находим из соотношения

$$|\Delta\Pi'| = \sqrt[4]{10{,}67\Delta s \frac{r\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\varphi_p^3} 8\pi^2}, \qquad \Delta\varphi = \sqrt[3]{0{,}75 \frac{\varphi_p^3}{\pi^2 r\,\mathrm{tg}\,\alpha} \Delta\Pi'}.$$

На рис.68,*б* приведена зависимость $|\ddot{y}_{max}|$ от Δs для гармонического закона при различных N_*. Исходные данные по п.1.

Проведенное теоретическое исследование позволяет сделать вывод, что величина максимальных ускорений нитеводителя существенно зависит от величины зазора между лодочкой и пазом винтового барабанчика.

Для всех рассмотренных законов движения на участке сопряжения с увеличением зазора максимальное ускорение нитеводителя увеличивается. Поэтому выбор оптимальной кривой сопряжения винтовых канавок при наличии зазора не имеет смысла. В первую очередь необходимо устранить вредное влияние зазора на динамику, так как устранение самого зазора является невозможным или трудно осуществимым.

Некоторого уменьшения влияния зазора на величину максимального ускорения можно добиться путем увеличения податливости нитеводителя (что соответствует на рис.67, 68 уменьшению величины N_*).

"Переходный удар", возникающий при реверсе нитеводителя, можно вынести из зоны реверса, заставив нитеводитель преодолеть зазор в начале переходного участка. В этом случае максимальное ускорение нитеводителя будет соответствовать беззазорной работе механизма, и выбор оптимального закона сопряжения сыграет свою положительную роль. Удаление "переходного удара" из зоны реверса может быть выполнено установкой в пазу винтового барабанчика дополнительной лодочки, соединенной с основной упругим элементом. Дополнительная лодочка, первой входя на переходный участок, поворачивается, следуя его профилю, и прижимает основную лодочку к передней по ходу ее движения стенке паза. Для этой же цели паз винтового барабанчика можно выполнять с прогрессивно уменьшающимся углом наклона в средней части. Нитеводитель в данном случае будет двигаться с замедлением, а возникающая при этом сила инерции будет прижимать его к передней по ходу движения стенке паза.

Глава 5

КУЛИСНЫЕ, ЦЕПНЫЕ РАСКЛАДЧИКИ НИТИ И МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕНЕНИЯ ХОДА НИТЕВОДИТЕЛЯ

Раскладочные механизмы, предназначенные для сообщения нити возвратно-поступательного движения вдоль оси паковки с постоянным размахом, в их простейшем виде рассмотрены в главе 4. В ряде случаев для нормального протекания технологического процесса необходимо обеспечивать изменение хода нитеводителя для получения паковки со скошенными торцами, изменять в процессе наматывания частоту движения нитеводителя, осуществлять перемещение нити на участках реверса с ускорением. Методам расчета механизмов, предназначенных для этих целей, посвящен материал данной главы.

5.1. Расчет кулисных и цепных раскладочных механизмов

Кулисный раскладочный механизм применен на машине для формования вискозной технической нити. Штанга, получающая возвратно-поступательное движение от двух кулисных механизмов, раскладывает нить на многих рабочих местах, расположенных вдоль машины.

Раскладчик состоит из обращаемого кулисного и синусного механизмов, связанных между собой зубчатой передачей с передаточным отношением, равным двум (рис.69,*а*). Кривошип *3* при помощи сухаря *2* приводит во вращательное движение кулису *1*, на оси которой жестко установлена шестерня *4*. Эта шестерня сообщает вращение зубчатому колесу *5*, связанному с кривошипом *6*, на оси которого расположен сухарь *7*, входящий в паз кулисы *8*, служащей одновременно штангой нитеводителей.

Получим зависимость скорости нитеводителя от угла поворота кривошипа, характеризующую форму намотки на бобине.

Угол поворота кулисы 1 в зависимости от угла поворота кривошипа φ определяется выражением [26]

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{r \sin\varphi}{a + r\cos\varphi},$$

а угловая скорость

$$\omega_3 \approx \omega_1 \frac{r(r + a\cos\varphi)}{(a^2 + r^2 + 2ar\cos\varphi)},$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего вала кривошипа.

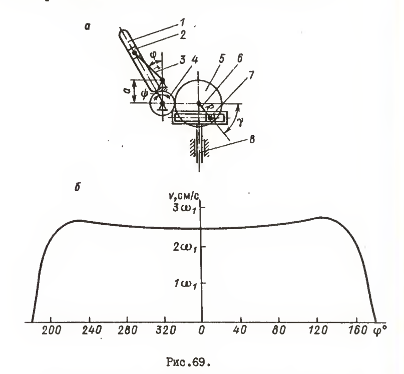


Рис.69.

При передаточном отношении зубчатой пары $i = 2$ угловая скорость кривошипа кулисного механизма $\omega_4 = \omega_3/2$, а угловое перемещение $\gamma = \psi/2$.

Если рассматривать обособленно механизм, состоящий из звеньев 6, 7, 8, то перемещение звена 8 будет происходить по закону синуса

$$x = R\sin\gamma = R\sin(\psi/2). \tag{5.1}$$

где R – радиус кривошипа.

Возьмем первую производную от перемещения звена 8:

$$v = \omega_4 R\cos\gamma = R(\omega_3/2)\cos(\psi/2). \tag{5.2}$$

Подставив в формулы (5.1) и (5.2) значения ω_3 и ψ, получим выражение для вычисления перемещения нитеводителя:

$$x = R\sin\left(\frac{1}{2}\operatorname{arctg}\frac{r\sin\varphi}{a + r\cos\varphi}\right),$$

а также его скорости

$$v = R\,\frac{\omega_1}{2}\,\frac{(a\cos\varphi + r)r}{(a^2 + r^2 + 2ar\cos\varphi)}\cos\left(\frac{1}{2}\operatorname{arctg}\frac{r\sin\varphi}{a + r\cos\varphi}\right).$$

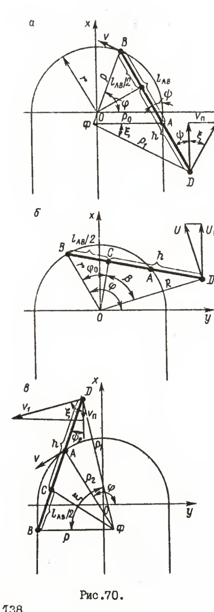
Ускорение штанги определяется по формуле

$$w = -R\left(\frac{\omega_3^2}{4}\sin\gamma - \varepsilon_4\cos\gamma\right),$$

где $$\varepsilon_4 = \frac{ar\omega_1^2\sin\varphi}{2}\left[\frac{(a^2 + r^2 + 2ar\cos\varphi) - 2r(a\cos\varphi + r)}{(a^2 + r^2 + 2ar\cos\varphi)^2}\right].$$

На рис.69,*б* представлена зависимость $v = f(\varphi)$, характеризующая перемещение штанги, которая построена при следующих геометрических параметрах механизма: r = 0,15 м, R = 0,075 м, a = = 0,0762 м. Из графика видно, что механизм не обеспечивает постоянства скорости нитеводителя на всем его ходе. Однако при наматывании нити, обладающей большой толщиной, такая неравномерность скорости не сказывается на качестве и форме паковки, и этот механизм вполне применим для наматывания кордной технической нити. Преимуществом его является то, что контакт звеньев механизма осуществляется по плоскости в отличие от кулачковых механизмов с контактом звеньев в точке или в лучшем случае по линии.

Далее рассмотрим расчет цепного раскладочного механизма (см.рис.3). Оси втулок цепи с шагом 9,525 мм и более перемещаются по теоретической окружности радиусом r (рис.70,*а*,*б*), а цен-



тры пластин описывают окружности с меньшим радиусом r_1. При этом скорости и ускорения в начальной и конечной точках закругления будут различаться по величине и характеру, так как одна из двух участвующих в движении втулок перемещается по прямому участку. В средней части кинематические параметры будут различны по величине.

Рассмотрим три участка. Первый участок характеризуется движением точки B от начала закругления по дуге на угол, равный $2\varphi_0$, где угол $2\varphi_0$ определяется хордой AB, вписанной в окружность радиусом r; второй участок определяется движением точки B на угол от $2\varphi_0$ до π; третий участок определяется движением точки A на угол $(\pi - 2\varphi_0)$ до π [19].

Обозначив l_{AB} длину звена цепи, ψ – вспомогательный угол между прямой AB и вертикалью, φ – угол поворота звена (рис.70,a), запишем

$$l_{AB}\cos\psi = \rho\sin\varphi,$$
$$l_{AB}\sin\psi = r - r\cos\varphi,$$
$$0 \leqslant \varphi \leqslant 2\varphi_0.$$

Используя эти выражения, можно определить значение ρ. Найдем координаты полюса Φ:

$$x_\Phi = -(\rho - r)\sin\varphi, \quad y_\Phi = -(\rho - r)\cos\varphi, \tag{5.3}$$

координаты точки D:

$$x = r\sin\varphi - \left(\frac{l_{AB}}{2} + h\right)\cos\psi, \quad y = r\cos\varphi + \left(\frac{l_{AB}}{2} + h\right)\sin\psi, \tag{5.4}$$

и значения угла ψ:

$$\cos\psi = (\rho\sin\varphi)/l_{AB}, \quad \sin\psi = r(1-\cos\varphi)/l_{AB}, \tag{5.5}$$

где h - расстояние от центра пластины до точки крепления пальца D.

Подставляя соотношения (5.5) в (5.4), координаты точки D запишем в следующем виде:

$$x = r\sin\varphi - \left(0{,}5 + \frac{h}{l_{AB}}\right)\rho\sin\varphi,$$

$$y = r\left[\left(0{,}5 - \frac{h}{l_{AB}}\right)\cos\varphi + 0{,}5 + \frac{h}{l_{AB}}\right].$$

Для определения скорости $v_п$ поступательного движения точки D направим вектор скорости v движения цепи перпендикулярно $B\Phi$, а v_1 - перпендикулярно $D\Phi$. Тогда $v_1 = v\rho_1/\rho$,

$$v_п = v_1\cos\xi, \tag{5.6}$$

где ξ - угол $AD\Phi$, который определяется из рис.70,a:

$$\cos\xi = (y - y_\Phi)/\rho_1. \tag{5.7}$$

Подставляя значение (5.7) в уравнение (5.6) и учитывая вторые уравнения (5.3) и (5.5), находим

$$v_п = \frac{v}{\rho}\left\{r\left[\left(0{,}5 - \frac{h}{l_{AB}}\right)\cos\varphi + 0{,}5 + \frac{h}{l_{AB}}\right] + (\rho - r)\cos\varphi\right\}.$$

Продифференцировав данное выражение, получим ускорение нитеводителя на первом участке:

$$w = \frac{v}{\rho^2}\left\{-r\omega\left[\left(0{,}5 - \frac{h}{l_{AB}}\right)\sin\varphi + \rho'\cos\varphi - (\rho - r)\omega\sin\varphi\right]\rho - r\rho'\left[\left(0{,}5 - \frac{h}{l_{AB}}\right)\cos\varphi + 0{,}5 + \frac{h}{l_{AB}}\right] + \rho'(\rho - r)\cos\varphi\right\},$$

где $\rho' = \dfrac{\omega}{2\sqrt{(l_{AB}^2 - r^2(1-\cos\varphi)^2)/\sin^2\varphi}} \times$

$$\times \frac{-2r^2(1-\cos\varphi)\sin^3\varphi - [l_{AB}^2 - r^2(1-\cos\varphi)^2]\sin 2\varphi}{\sin^4\varphi},$$

а ω – угловая скорость втулок цепи на закруглении.

Рассмотрим второй участок (рис.70,*б*):

$$v_n = R\omega\cos(\varphi - \varphi_0 - \beta), \qquad (5.8)$$

где R – расстояние OD; φ_0 – угол COB; β – угол COD, причем $2\varphi_0 \leqslant \varphi \leqslant \pi$. Так как $CD = h$, то

$$v_n = v\,\frac{\cos\varphi_0}{\cos\varphi}\cos(\varphi - \varphi_0 - \beta).$$

Окончательно $v_n = v\cos\varphi_0[\cos(\varphi-\varphi_0) + \sin(\varphi-\varphi_0)\operatorname{tg}\beta]$.

Интегрируя это уравнение, получаем перемещение

$$x = r\cos\varphi_0[\sin(\varphi-\varphi_0) - \cos(\varphi-\varphi_0)\operatorname{tg}\beta] - r\cos\varphi_0[\sin\varphi_0 - \cos\varphi_0\operatorname{tg}\beta] -$$
$$- \left(h - \frac{l_{AB}}{2}\right)\cos\varphi_0. \qquad (5.9)$$

Находим ускорение на втором участке

$$a = \frac{v^2}{r}\cos\varphi_0[-\sin(\varphi-\varphi_0) + \cos(\varphi-\varphi_0)\operatorname{tg}\beta].$$

Рассмотрим третий участок (рис.70,*в*): $(\pi - 2\varphi_0) \leqslant \varphi \leqslant \pi$. Скорость на этом участке определяется зависимостью

$$v_n = \frac{v}{\rho_2}\left\{r\left[\left(0{,}5 + \frac{h}{l_{AB}}\right)\cos\varphi + \left(\frac{h}{l_{AB}} - 0{,}5\right)\right] + (\rho_2 - r)\cos\varphi\right\},$$

ускорение – зависимостью

$$w = \frac{v}{\rho_2^2}\left\{-r\omega\left[\left(0{,}5 + \frac{h}{l_{AB}}\right)\sin\varphi + \rho_2'\cos\varphi - \omega(\rho_2 - r)\sin\varphi\right]\rho_2 -\right.$$
$$\left.- r\rho_2'\left[\left(0{,}5 + \frac{h}{l_{AB}}\right)\cos\varphi + \left(\frac{h}{l_{AB}} - 0{,}5\right)\right] + \rho_2'(\rho_2 - r)\cos\varphi\right\},$$

где $\rho_2' = \dfrac{\omega/2}{\sqrt{\dfrac{l_{AB}^2 - r^2(1+\cos\varphi)^2}{\sin^2\varphi}}} \cdot \dfrac{2r^2(1+\cos\varphi)\sin^3\varphi - [l_{AB}^2 - r^2(1+\cos\varphi)^2]\sin 2\varphi}{\sin^4\varphi}.$

Найдем характерные точки движения нитеводителя:

а) Положение нитеводителя (угол φ_3), когда скорость $v_п$ равна нулю. В уравнении (5.8) примем $v_п = 0$, т.е. $\cos(\varphi_3-\varphi_0-\beta) = 0$. Тогда

$$\varphi_3 = \frac{\pi}{2} + \varphi_0 + \beta .$$

б) Скорость $v_п = v$ (угол φ_4), когда $(\cos\varphi_0/\cos\beta)\cos(\varphi_4-\varphi_0-\beta) = 1$

$$\varphi_4 = \arccos\left(\frac{\cos\beta}{\cos\varphi_0}\right) + \varphi_0 + \beta .$$

в) Максимальное смещение нитеводителя получим, если значение φ_3 подставим в выражение (5.9):

$$x_{max} = r\cos\varphi_0\left[\sin(\varphi_3-\varphi_0)-\cos(\varphi_3-\varphi_0)\operatorname{tg}\beta-\sin\varphi_0+\cos\varphi_0\operatorname{tg}\beta\right] - \left(h-\frac{l_{AB}}{2}\right)\cos\varphi_0 .$$

г) Перемещение нитеводителя, соответствующее равенству скоростей $v_п = v$, найдем, подставив значение φ_4 в уравнение (5.9):

$$x_4 = r\cos\varphi_0\left[\sin(\varphi_4-\varphi_0)-\cos(\varphi_4-\varphi_0)\operatorname{tg}\beta-\sin\varphi_0+\cos\varphi_0\operatorname{tg}\beta\right] - \left(h-\frac{l_{AB}}{2}\right)\cos\varphi_0 .$$

д) Величина переходного участка, т.е. участка, где скорость перемещения нитеводителя меньше номинальной:

$$\Delta x = x_{max} - x_4 = r\cos\varphi_0\left[\sin(\varphi_3-\varphi_0)-\cos(\varphi_3-\varphi_0)\operatorname{tg}\beta-\sin(\varphi_4-\varphi_0)+\cos(\varphi_4-\varphi_0)\operatorname{tg}\beta\right] .$$

Зная x_{max}, можно определить расстояние между центрами закруглений направляющей планки, по которой движется цепь, или между центрами звездочек: $l = L - 2x_{max}$, где L – длина хода нитеводителя.

Были рассчитаны перемещение, скорость и ускорение нитеводителя для цепного раскладчика нити, имеющего следующие геометрические и кинематические параметры: $t = 9{,}525\cdot10^{-3}$ м, $r = 10{,}5\cdot10^{-3}$ м, $h = 14{,}28\cdot10^{-3}$ м, $L = 0{,}27$ м и $v_п = 0{,}9$ м/с.

На основании расчетных данных построены зависимости кинематических параметров механизма от угла поворота втулки цепи, представленные на рис.71. Из рисунка видно, что при подходе к крайнему положению скорость нитеводителя возрастает, переходный участок идентичен переходному участку кулачкового раскладочного механизма и равен $3{,}5\cdot10^{-3}$ м, ускорение меняется плавно.

Ускоренный подход нитеводителя к крайнему положению может быть получен в цепном раскладочном механизме, ползушка которого имеет наклонный паз, а палец закреплен непосредственно на

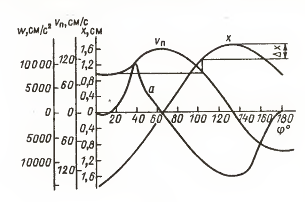


Рис.71.

втулке цепи. В этом случае перемещение, скорость и ускорение нитеводителя определятся следующими зависимостями:

$$x = r[\sin\varphi + (1-\cos\varphi)\operatorname{tg}\vartheta],$$

$$v_п = r\omega(\cos\varphi - \sin\varphi\operatorname{tg}\vartheta),$$

$$w = r\omega^2(-\sin\varphi + \cos\varphi\operatorname{tg}\vartheta),$$

где φ – угол поворота втулки цепи; r – радиус закругления, по которому перемещается палец с сухариком; ω – угловая скорость пальца на закруглении; ϑ – угол наклона паза на ползушке.

Возвратно-поступательное движение о постоянной скоростью и малым временем реверса может быть обеспечено цепным раскладчиком нити, предложенным и внедренным в промышленное производство на мотальных и перемоточных машинах западногерманской фирмы *Dietz Schell* [28].

Кинематика цепного раскладчика нити с поступательно-движущимися звеньями (подвижная звездочка и ползун) чрезвычайно проста, так как на переходных участках центр звездочки перемещается по окружности с углом поворота $\varphi(0,\pi)$. Перемещение x, скорость $\dot{x}$ и ускорение $\ddot{x}$ изменяются по гармоническому закону:

$$x = r_1 \sin\varphi, \quad \dot{x} = v_1 \cos\varphi, \quad \ddot{x} = -\frac{v_1^2}{r_1} \sin\varphi,$$

где r_1 – радиус перемещения звездочки на переходном участке; φ – угол поворота цепи; v_1 – скорость цепи на прямолинейных участках.

Проведем силовой анализ данного раскладочного механизма (рис.72). Ввиду того, что на участке реверса изменяется направ-

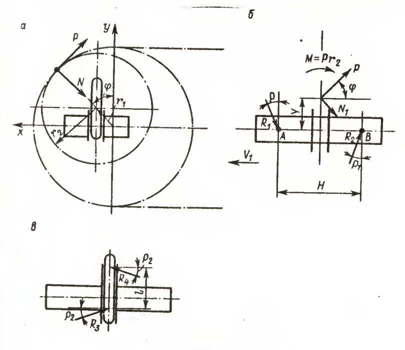


Рис.72.

ление сил трения между ползуном и горизонтальными (неподвижными) направляющими, следует рассмотреть два этапа движения: на первом этапе $0 \leqslant \varphi \leqslant \pi/2$, на втором этапе $\pi/2 \leqslant \varphi \leqslant \pi$.

Рассмотрим первый этап движения (торможения), при этом обозначим: P, N – окружная и нормальная силы, действующие со стороны цепи на звездочку; r_1 – радиус кривизны траектории дви-

жения оси звездочки на участке реверса; r_2 - радиус делительной окружности подвижной звездочки; m_1, m_2 - массы ползуна и звездочки; v_1, v_2 - линейные скорости ползуна и цепи; R_1, R_2 - реакции со стороны неподвижных направляющих на ползун; R_3, R_4 - реакции со стороны направляющих ползуна на выступ звездочки; ρ_1 и ρ_2 - углы трения в неподвижных направляющих и в направляющих ползуна соответственно.

Предварительный качественный анализ силовых взаимодействий в механизме показал, что на участке торможения сила P является тормозящей и имеет направление, показанное на рис.72,*а*. При силовом анализе принимается, что деформация в поступательной кинематической паре отвечает линейному закону; при этом характер распределения давления на направляющих соответствует закону треугольника, при котором эффективная длина направляющих равна 2/3 от принятого конструктивного размера.

Кинетостатическое исследование может быть произведено на основании следующих уравнений:

1. Уравнение моментов обоих звеньев относительно точки A (рис.72,*б*)

$$-N_1\frac{H}{2}\cos\varphi - N_1 y\sin\varphi - Py\cos\varphi + P\frac{H}{2}\cos\varphi - M + R_2 H\cos\rho_1 = 0. \quad (5.10)$$

Здесь $N_1 = N - m_2 v_2^2 / r_1$, $M = Pr_2$, H - эффективная длина неподвижных направляющих.

2. Уравнение моментов обоих звеньев относительно точки B

$$N_1\frac{H}{2} - N_1 y\sin\varphi - M - Py\cos\varphi - P\frac{H}{2}\sin\varphi - R_1 H\cos\rho_1 = 0. \quad (5.11)$$

Рассматривая совместно (5.10) и (5.11) и вводя некоторые упрощения ($\cos\rho_1 \approx 1$), находим

$$R_1 = \beta_1 P + \beta_2 N_1, \qquad R_2 = \beta_3 P + \beta_4 N_1,$$

где $\beta_1 = r_2/H + (r_1/H)\cos^2\varphi + (\cos\varphi)/2$; $\beta_2 = (r_1/H)\sin\varphi\cos\varphi - (\cos\varphi)/2$;

$\beta_3 = r_2/H + (r_1/H)\cos^2\varphi - (\sin\varphi)/2$; $\beta_4 = (r_1/H)\sin\varphi\cos\varphi + (\cos\varphi)/2$.

При получении этих коэффициентов принято во внимание, что $y = r_1\cos\varphi$. Отметим, что на исследуемом участке движения $0 \leqslant \varphi \leqslant \pi/2$, $y > 0$.

3. Уравнение проекций сил на ось x для звездочки (рис. 72,*в*)

$$R_3\cos\rho_2 - R_4\cos\rho_2 = -P\cos\varphi - N_1\sin\varphi. \qquad (5.12)$$

4. Уравнение моментов для звездочки относительно ее оси

$$L(R_3 + R_4) = 2Pr_2, \qquad (5.13)$$

L – эффективная длина направляющих ползуна.

Рассматривая совместно (5.12) и (5.13), имеем

$$R_3 = \gamma_1 P + \gamma_2 N_1, \quad R_4 = \gamma_3 P + \gamma_4 N_1,$$

где
$$\gamma_1 = r_2/L - (\cos\varphi)/2; \quad \gamma_2 = -(\sin\varphi)/2;$$
$$\gamma_3 = r_2/L + (\cos\varphi)/2; \quad \gamma_4 = (\sin\varphi_0)/2.$$

5. Уравнение движения ползуна

$$m_1\ddot{x} = -(R_1+R_2)\sin\rho_1 - N_1\sin\varphi - P\cos\varphi.$$

Так как $\ddot{x} = -r_1\omega_1^2\sin\varphi$, где $\omega_1 = v_2/r_1$, получаем

$$(R_1+R_2)\sin\rho_1 + N_1\sin\varphi + P\cos\varphi = \frac{m_1 v_2^2}{r_1}\sin\varphi.$$

6. Уравнение энергетического баланса для всей системы.

Полная кинетическая энергия системы складывается из кинетической энергии ползуна T_1 и звездочки T_2. При этом кинетическая энергия T_1 меняется во времени, а кинетическая энергия T_2 остается постоянной, так как звездочка совершает поступательное движение с постоянной скоростью v_2.

Дифференциал от кинетической энергии, как известно, равен сумме элементарных работ всех внешних сил (включая силы трения). Таким образом,

$$dT = dT_1 = -Pr_1 d\varphi + (R_3+R_4)\sin\rho_2 dy - (R_1+R_2)\sin\rho_1 dx. \quad (5.14)$$

Принимая во внимание, что $T_1 = m_1 v_1^2/2$, $dT_1 = m_1 v_1 dv_1 = m_1 v_1 w_1 dt$,

где
$$v_1 = dx/dt = r_1\omega_1\cos\varphi = v_2\cos\varphi;$$
$$w_1 = -v_2\sin\varphi dt; \quad dx = v_2\cos\varphi dt,$$

а также, что $dy = -v_2\sin\varphi dt$, $dx = v_2\cos\varphi dt$, из выражения (5.14) имеем

$$P+(R_1+R_2)\sin\rho_1\cos\varphi+(R_3+R_4)\sin\rho_2\sin\varphi=m_1\frac{v_2^2}{r_1}\sin\varphi\cos\varphi.$$

Таким образом, получена следующая система алгебраических уравнений с шестью неизвестными R_1, R_2, R_3, R_4, P и N:

$$R_1-\beta_1P-\beta_2N_1=0,\quad R_2-\beta_3P-\beta_4N_1=0,\quad R_3-\gamma_1P-\gamma_2N_1=0,$$
$$R_1f_1+R_2f_2+P\cos\varphi+N_1\sin\varphi=\frac{m_1v_2^2}{r_1}\sin\varphi, \qquad (5.15)$$
$$f_1\cos\varphi\,(R_1+R_2)+f_2\sin\varphi\,(R_3+R_4)+P=\frac{m_1v_2^2}{r_1}\sin\varphi\cos\varphi.$$

Здесь принято $f_1\simeq\sin\rho_1,\ \ f_2\simeq\sin\rho_2$.

Второй этап движения – разгон. На этом этапе направление нормальных составляющих реакций R_3 и R_4 изменяется на обратное, а также изменяются направления силы P и силы трения в неподвижных направляющих.

Учитывая это, после аналогичных выкладок получаем

$$R_1-\beta_1'P-\beta_2'N_1=0,\qquad R_2-\beta_3'P-\beta_4'N_1=0,$$
$$R_3-\gamma_1'P-\gamma_2'N_1=0,\qquad R_4-\gamma_3'P-\gamma_4'N_1=0,$$
$$f_1(R_1+R_2)+P\cos\varphi-N_1\sin\varphi=-\frac{m_1v_2^2}{r_1}\sin\varphi, \qquad (5.16)$$
$$(R_1+R_2)f_1\cos\varphi-(R_3+R_4)f_2\sin\varphi+P=-\frac{m_1v_2^2}{r_1}\sin\varphi\cos\varphi,$$

где $\beta_1'=\frac{r_2}{H}+\frac{r_1}{H}\cos^2\varphi+\frac{1}{2}\sin\varphi;\ \ \beta_2'=-\frac{r_1}{H}\sin\varphi\cos\varphi+\frac{1}{2}\cos\varphi;$

$$\beta_3'=\frac{r_2}{H}+\frac{r_1}{H}\cos^2\varphi-\frac{1}{2}\sin\varphi;\ \ \beta_4'=-\frac{r_1}{H}\sin\varphi\cos\varphi-\frac{1}{2}\cos\varphi;$$
$$\gamma_1'=\frac{r_2}{L}+\frac{1}{2}\cos\varphi;\quad \gamma_2'=-\frac{1}{2}\cos\varphi;$$
$$\gamma_3'=\frac{r_2}{L}-\frac{1}{2}\cos\varphi;\quad \gamma_4'=\frac{1}{2}\sin\varphi.$$

Решение двух систем уравнений (5.15) и (5.16) позволяет построить зависимости $P=P(\varphi)$, $N_1=N_1(\varphi)$, $R_1=R_1(\varphi)$, $R_2=R_2(\varphi)$, $R_3=R_3(\varphi)$, $R_4=R_4(\varphi)$, представленные на рис.73, для первого и второго этапов движения при следующих геометрических и кинематических параметрах цепного раскладчика нити: $r_1=3\cdot10^{-3}$ м, $r_2=18{,}4\cdot10^{-3}$ м; $L=9{,}5\cdot10^{-3}$ м; $H=35\cdot10^{-3}$ м; $v_2=4$ м/с, $m_1=1{,}6\cdot10^{-2}$ кг; $m_2=6{,}57\cdot10^{-3}$ кг.

Из рисунка видно, что при скорости 4 м/с в механизме возникают значительные нагрузки. Эти нагрузки могут быть уменьше-

ны, а некоторые совсем устранены при следующей модернизации механизма [27].

Двухрядная цепь приводится в движение звездочкой *9* (рис. 74), которая получает вращение от электродвигателя. Вторая звездочка *4* служит для натяжения цепи и имеет натяжную станцию. При своем движении цепь *5* увлекает звездочку *6*, выступ *7* которой скользит по прямолинейному пазу *11*. В крайнем положении выступ *7* выходит из паза *11*, и цепь переводит звездочку на ветвь, движущуюся в обратном направлении. При этом выступ *7* переходит в паз направляющей *10*. Для того чтобы звездочка в крайнем положении не повернулась относительно своей оси, предусмотрено ее крепление на двуплечем рычаге *3*, ось качания которого является ползушкой, скользящей по направляющим *1* и *2* и несущей нитеводитель *12*, раскладывающий нить на бобине. В связи с тем, что звездочка *6* в крайних положениях покачивается относительно оси ползушки *8*, выступ *7* выполнен с криволинейным профилем, обеспечивающим его вход в пазы *10* и *11* в крайних положениях.

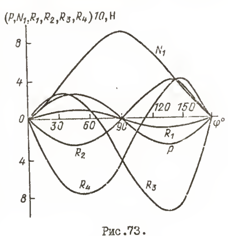


Рис.73.

Определим кинематические параметры механизма с жесткой конструкцией подвижной системы.

Центр звездочки на переходном участке перемещается по радиусу r_1 (рис.75). Точка *B* двуплечего рычага перемещается по направляющим *б-б*, при этом нить раскладывается по образующей *а-а*. Расстояние d остается постоянным.

Уравнение координаты глазка нитеводителя x по линии соответствующей образующей бобины, запишем в виде

$$x = r_1 \sin\varphi + l\cos\varphi - \frac{l_1}{\cos\varphi} - d\,tg\,\varphi .$$

или после преобразований

$$x = r_1 \sin\varphi + \frac{l - l_1 - (l/\lambda^2)\cos^2\varphi - (d/\lambda)\cos\varphi}{\sqrt{1 - (1/\lambda^2)\cos^2\varphi}},$$

где $\lambda = l/r_1$. Дифференцируя это выражение, находим скорость нитеводителя

$$\dot{x} = r_1\omega\cos\varphi + \frac{(l\omega/\lambda^2)\sin 2\varphi + (d\omega/\lambda)\sin\varphi}{\sqrt{1 - (1/\lambda^2)\cos^2\varphi}} +$$

$$+ \frac{(l - l_1 - (l/\lambda^2)\cos^2\varphi - (d/\lambda)\cos\varphi)(\omega/\lambda^2)\sin 2\varphi}{2\sqrt{1 - (1/\lambda^2)\cos^2\varphi}}.$$

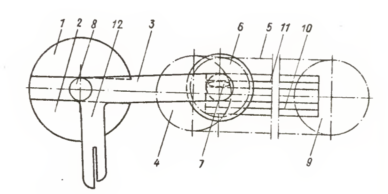


Рис.74.

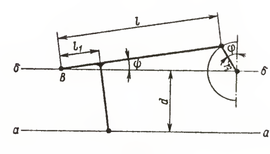


Рис.75.

Полученные формулы можно упростить, так как для реального механизма $\lambda = l / r_1 = 85/3 \approx 28$. В этом случае подкоренное выражение будет изменяться от 1 до $\sqrt{1-1/784}$. Поэтому $\sqrt{1-(1/\lambda^2)\cos^2\varphi} \approx 1$ и

$$x = r_1 \sin\varphi - l - l_1 - \frac{l}{\lambda^2}\cos^2\varphi - \frac{d}{\lambda}\cos\varphi,$$

$$\dot{x} = v_1\left[\cos\varphi + \frac{\sin 2\varphi}{\lambda} + \frac{d}{l}\sin\varphi + \left(l - l_1 - \frac{l}{\lambda^2}\cos^2\varphi - \frac{d}{\lambda}\cos\varphi\right)\frac{r_1 \sin 2\varphi}{2l^2}\right],$$

где $v_1 = r_1\omega$, а выражение в квадратных скобках является первой передаточной функцией данного механизма.

Ускорение нитеводителя запишется в виде

$$\ddot{x} = \frac{v_1^2}{r_1}\left[-\sin\varphi + \frac{2}{\lambda}\cos 2\varphi + \frac{d}{l}\cos\varphi + \left(\frac{l}{\lambda^2}\sin 2\varphi + \frac{d}{\lambda}\sin\varphi\right)\frac{r_1 \sin 2\varphi}{2l_2} + \right.$$
$$\left. + \left(l - l_1 - \frac{l}{\lambda^2}\cos^2\varphi - \frac{d}{\lambda}\cos\varphi\right)\frac{r_1\cos 2\varphi}{l^2}\right].$$

Для рассмотрения переходного участка необходимо за начало отсчета принять положение нитеводителя при $\varphi = 0$ (рис.75).

Согласно полученным формулам проведен расчет механизма со следующими геометрическими размерами: $r_1 = 3\cdot 10^{-3}$ м, $l = 85\times$ $\times 10^{-3}$ м, $l_1 = 20\cdot 10^{-3}$ м, $d = 75\cdot 10^{-3}$ м, $\lambda = 28$. По полученным данным построены кривые перемещений, скоростей и ускорений

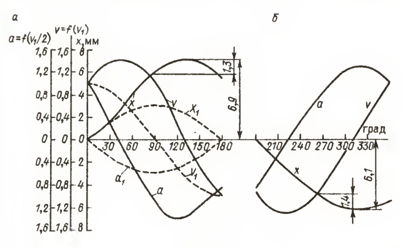


Рис.76.

(рис.76). Для сравнения пунктиром показаны графики работы механизма до модернизации (α – нитеводитель движется влево, δ – вправо).

Как видно из рисунка, ход нитеводителя модернизированного механизма на переходном участке увеличивается примерно в 2,6 раза, но в то же время переходный участок уменьшается более чем в 2 раза, что особенно важно, так как минимальный участок реверса является одним из условий получения хорошей паковки.

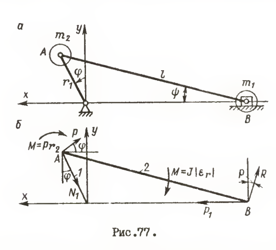


Рис.77.

Проведем силовой анализ модернизированного механизма. Спроектируем его звенья на оси x и y (рис.77,a):

$$x_B = r_1 \sin\varphi + l\cos\psi, \qquad r_1\cos\varphi - l\sin\psi = 0.$$

Определим угол поворота, угловую скорость и угловое ускорение звена 2:

$$\psi = \arcsin\left(\frac{1}{\lambda}\cos\varphi\right),$$

$$\omega_2 = -\frac{\omega_1}{\lambda}\,\frac{\sin\varphi}{1-(1/\lambda^2)\cos^2\varphi}, \quad \varepsilon_2 = -\omega_1^2\,\frac{(\lambda^2-1)\cos\varphi}{\lambda^3\sqrt{(1-(1/\lambda^2)\cos^2\varphi)^3}}.$$

Перемещение и линейная скорость точки B звена 2 определяется следующими выражениями:

$$x_B = r_1(\sin\varphi + \lambda\sqrt{1-(1/\lambda^2)\cos^2\varphi}),$$

$$\dot{x}_B = r_1\omega_1\cos\varphi\left(1 - \frac{\sin\varphi}{\lambda\sqrt{1-(1/\lambda^2)\cos^2\varphi}}\right).$$

Введем ранее применявшееся упрощение $\sqrt{1-(1/\lambda^2)\cos^2\varphi}\approx 1$. Тогда линейные скорость и ускорение

$$\dot{x}_B = r_1\omega_1\cos\varphi(1 + \frac{1}{\lambda}\sin\varphi), \quad \ddot{x}_B = -r_1\omega_1^2(\sin\varphi - \frac{1}{\lambda}\cos 2\varphi).$$

При составлении уравнений, необходимых для кинетостатического анализа, следует также различать два этапа движения: на первом этапе $0\leqslant\varphi\leqslant\pi/2$, на втором $\pi/2\leqslant\varphi\leqslant\pi$.

Составим уравнения равновесия сил в проекциях на оси x и y и моментов относительно точки A (рис.77,*б*):

$$\Sigma F_x = \mp P\cos\varphi - N_1\sin\varphi + P_1 \mp Rf = 0,$$
$$\Sigma F_y = \mp P\sin\varphi - N_1\cos\varphi \pm R = 0, \qquad (5.17)$$
$$\Sigma M_A = \mp Rl\cos\varphi \mp J|\varepsilon_2| \mp Rr_2 - P_1 r_1\cos\varphi \pm Rfr_1\cos\varphi = 0.$$

Здесь J – момент инерции массы ползушки (вместе со звездочкой), $P_1 = m_1|\ddot{x}_B| = m_1\frac{v_2^2}{r_1}(\sin\varphi - \frac{1}{\lambda}\cos 2\varphi)$, $\cos\rho\approx 1$, $\sin\rho\approx f$. Верхний знак соответствует первому этапу движения, нижний – второму.

Решая систему уравнений (5.17), получаем зависимости $P=P(\varphi)$, $N_1=N_1(\varphi)$, $R=R(\varphi)$, на основании которых построены соответствующие кривые (рис. 78) при следующих исходных данных: $r_1 = 3\cdot10^{-3}$ м, $l = 85\cdot10^{-3}$ м, $f = 0{,}2$, $v_2 = 4$ м/с, $J = 0{,}35$ кг·см^2, $m_1 = 9{,}47\cdot10^{-3}$ кг, $m_2 = 14$ кг.

Из рисунка видно, что устранение подвижного сочленения в модернизированной конструкции, т.е. жесткое соединение подвиж-

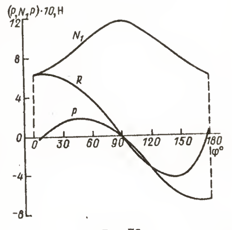


Рис.78.

ной звездочки и ползушки, обеспечивает отсутствие реакций R_3 и R_4 в контакте направляющая ползушка - верхний выступ звездочки. Также значительно уменьшились нагрузки, действующие со стороны цепи на подвижную звездочку (P и N_1). При этом скорость нитеводителя может быть увеличена с 2,5 до 5 м/с. Таким образом, рациональным выбором конструкции механизма можно добиться улучшения его динамических показателей.

5.2. Кинематическое исследование механизма изменения хода нитеводителя

Механизмы изменения хода нитеводителя предназначены для получения паковок со скошенными торцами. Такие паковки обладают большой устойчивостью к спаданию витков и потому могут иметь меньший угол их наклона, а следовательно, наматываться с меньшей скоростью нитеводителя. Паковки с коническими краями называются биконусными. Они получаются, например, на бобинажно-перемоточных машинах, машинах для формования синтетический нитей, на агрегате для получения штапелированной стеклянной пряжи и т.п.

До сих пор в промышленности применялись механизмы сокращения хода нитеводителя, которые отличались тем, что в начальный момент паз направляющей линейки располагался параллельно ходу штанги. По мере формирования бобины линейка наклонялась, и происходило сокращение хода нитеводителя.

На текстурирующе-вытяжной машине ТВ-I происходит не только сокращение хода, но и увеличение его вследствие того, что линейка в начале намотки повернута в другую сторону, затем она занимает положение, когда паз параллелен ходу штанги, и отклоняется в характерном для механизмов сокращения хода направлении, что вызывает уменьшение хода нитеводителя.

В связи с тем, что направляющие линейки во всех механизмах могут наклоняться как по часовой, так и против часовой стрелки (соответственно сокращение и увеличение хода), термин "механизмы сокращения хода" устарел и их необходимо называть "механизмы изменения хода нитеводителя".

Целесообразность работы механизма в таком режиме для высоких скоростей раскладки не вызывает сомнений. Штанга нитево-

дителя, приводимая в возвратно-поступательное движение от пространственного кулачкового механизма, может иметь уменьшенную скорость при максимальной длине раскладки, а следовательно, уменьшенные динамические нагрузки на паз пространственного кулачка.

Рассмотрим раскладочный механизм машины ТВ-Т. Он отличается сравнительно большим соотношением плеч нитеводителя: плечо, заканчивающееся глазком, имеет длину b = 72 мм, а второе плечо, заканчивающееся роликом, входящим в паз направляющей линейки, - a = 22 мм. Таким образом, отношение b/a = 3,273.

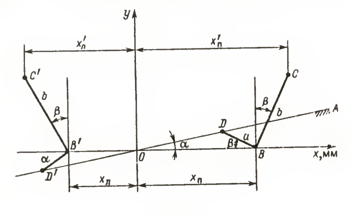


Рис.79.

Выведем упрощенные формулы для определения перемещения, скорости и ускорения нитеводителя при увеличении и уменьшении его хода. Согласно рис.79, на котором представлена расчетная схема механизма, при движении точки B нитеводителя CBD вместе со штангой вдоль оси x из начала координат O точка D перемещается по пазу прямолинейной направляющей OA, увеличивая ход глазка C нитеводителя. При повороте линейки против часовой стрелки происходит увеличение хода, а по часовой - сокращение (рис.79). Рассмотрим кинематику этого механизма. Из треугольника OBD

$$\frac{\sin[180^\circ-(\alpha+\beta)]}{x_n} = \frac{\sin\alpha}{a}, \tag{5.18}$$

где α – угол между осью x и направляющей OA; β – угол между осью x и плечом DB нитеводителя; a – длина плеча BD. Из рис. 79 видно, что

$$x'_n = x_n + b\sin\beta \qquad (5.19)$$

(b – длина плеча BC нитеводителя).

Из уравнения (5.18) запишем $a\sin\alpha\cos\beta + a\cos\alpha\sin\beta = x_n\sin\alpha$. Разделив правую и левую части уравнения на $\sin\alpha$, получим

$$a\cos\beta + a\,\mathrm{ctg}\,\alpha\sin\beta = x_n,$$

или

$$x_n = a\sqrt{1-\sin^2\beta} + a\,\mathrm{ctg}\,\alpha\sin\beta.$$

Разложим корень в ряд, ограничившись двумя первыми членами (ошибка составит 0,193% при угле $\beta = 25^\circ$):

$$x_n = a\left(1 - \frac{1}{2}\sin^2\beta\right) + a\,\mathrm{ctg}\,\alpha\sin\beta,$$

откуда

$$\sin^2\beta - 2\,\mathrm{ctg}\,\alpha\sin\beta + \frac{2x_n}{a} - 2 = 0,$$

или

$$\sin\beta = \mathrm{ctg}\,\alpha \pm \sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha - \frac{2x_n}{a} + 2}. \qquad (5.20)$$

Подставив выражение (5.20) в формулу (5.19), найдем

$$x'_n = x_n + b\,\mathrm{ctg}\,\alpha - b\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha - \frac{2x_n}{a} + 2}.$$

При этом перед корнем в формуле (5.20) следует учитывать только отрицательное значение. Производная этого выражения соответствует скорости нитеводителя

$$v_{x'_n} = v_{x_n}\left(1 + \frac{b}{a\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha - 2x_n/a + 2}}\right). \qquad (5.21)$$

Для определения ускорения глазка нитеводителя возьмем производную от выражения (5.21):

$$w_{x'_n} = -v^2_{x_n}\frac{2b}{a^2\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha - 2x_n/a + 2)^3}}.$$

Для расчета давления на ролик, входящий в паз линейки, необходимо определить угловое ускорение двуплечевого рычага нитеводителя

$$\varepsilon_{x'_n} = \frac{w_{x'_n}\cos\beta}{b}, \quad \text{или} \quad \varepsilon_{x'_n} = -v^2_{x_n}\frac{2\cos\beta}{a^2\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha - 2x_n/a + 2)^3}}.$$

При движении штанги влево от начала координат перемещение, скорость и ускорение определяются следующими формулами:

$$x'_л = x_л - b\,\mathrm{ctg}\,\alpha + b\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha + 2x_л/a + 2},$$

$$v_{x'_л} = v_{x_л}\left(1 + \frac{b}{a\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha + 2x_л/a + 2}}\right),$$

$$w_{x'_л} = v^2_{x_л}\,\frac{2b}{a^2\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha + 2x_л/a + 2)^3}},$$

$$\varepsilon_{x'_л} = v^2_{x_л}\,\frac{2\cos\beta}{a^2\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha + 2x_л/a + 2)^3}}.$$

При повороте линейки по часовой стрелке происходит сокращение хода, и тогда при движении штанги вправо

$$\bar{x}'_п = \bar{x}_п - b\,\mathrm{ctg}\,\alpha + b\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha - 2\bar{x}_п/a + 2},$$

$$\bar{v}_{x'_п} = \bar{v}_{x_п}\left(1 - \frac{b}{a\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha - 2\bar{x}_п/a + 2}}\right),$$

$$\bar{w}_{x'_п} = \bar{v}^2_{x_п}\,\frac{2b}{a^2\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha - 2\bar{x}_п/a + 2)^3}},$$

$$\bar{\varepsilon}_{x'_п} = \bar{v}^2_{x_п}\,\frac{2\cos\beta}{a^2\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha - 2\bar{x}_п/a + 2)^3}}.$$

При движении штанги влево

$$\bar{x}'_л = \bar{x}_л + b\,\mathrm{ctg}\,\alpha - b\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha + 2\bar{x}/a + 2},$$

$$\bar{v}_{x'_л} = \bar{v}_{x_л}\left(1 - \frac{b}{a\sqrt{\mathrm{ctg}^2\alpha + 2\bar{x}/a + 2}}\right),$$

$$\bar{w}_{x'_л} = -\bar{v}^2_{x_л}\,\frac{2b}{a\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha + 2\bar{x}/a + 2)^3}},$$

$$\bar{\varepsilon}_{x'_л} = -\bar{v}^2_{x_л}\,\frac{2\cos\beta}{a^2\sqrt{(\mathrm{ctg}^2\alpha + 2\bar{x}/a + 2)^3}}.$$

На текстурирующе-вытяжной машине ТВ-1 ход штанги вправо составляет x = 130,7 мм, а влево – x' = 80,3 мм, т.е. всего 211 мм (рис.80). Рассмотрим перемещение и скорость нитеводителя при повороте штанги по часовой стрелке и против при $\alpha = 5^\circ$. Расчетные данные представлены в табл.6.

Определим неравномерность скорости нитеводителя при сокращении хода

$$\delta = \frac{\bar{v}_{x'_л} - \bar{v}_{x'_п}}{v_{x'_п}} \cdot 100\% = \frac{0{,}7232 - 0{,}7021}{0{,}7021} \cdot 100\% = 2{,}996\%,$$

при увеличении хода

$$\delta = \frac{v_{x'_п} - v_{x'_л}}{v_{x'_л}} \cdot 100\% = \frac{1,2978-1,276}{1,276} \cdot 100\% = 1,656\%.$$

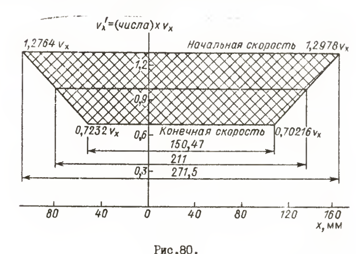


Рис.80.

Таблица 6

$x_п$, мм	Сокращение хода		Увеличение хода	
	$\bar{x}_п$, мм	$\bar{v}_{x'_п}/v_x$	$x'_п$, мм	$v_{x'_п}/v_x$
130,7	98,962	0,7021	162,437	1,2978
100,0	77,361	0,7055	122,638	1,2944
70,0	56,154	0,7087	83,845	1,2912
50,0	41,952	0,7108	58,048	1,2892
22,0	22,0	0,7136	22,0	1,2863
$x_л$, мм	$\bar{x}_л$, мм	$\bar{v}_{x'_л}/v_x$	$x_л$, мм	$v_{x'_л}/v_x$
22,0	28,278	0,7158	38,278	1,284
30,0	15,263	0,7187	44,737	1,2813
50,0	25,638	0,7205	70,362	1,2794
80,3	51,509	0,7232	109,091	1,2764
Σ = 211	Σ = 150,47		Σ = 271,52	

На рис.8I, представляющем форму паковки в сечении, на основании полученных расчетных данных представлено изменение хода и скорости глазка нитеводителя. При сокращении хода скорость нитеводителя несколько больше с левой стороны паковки, а при увеличении хода – с правой.

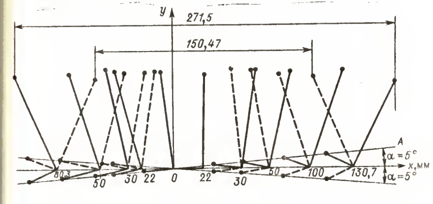


Рис.8I.

Кинематические параметры раскладочного механизма при угле наклона линейки $\alpha = 10^{\circ}$ приведены в табл.7.

Таблица 7

$x_п$, мм	Сокращение хода		Увеличение хода	
	$\bar{x}'_п$, мм	$\bar{v}_{x'_п}/v_x$	$x'_п$, мм	$v_{x'_п}/v_x$
130,7	62,237	0,306	199,169	1,693
100,0	52,196	0,346	147,804	1,653
70,0	41,317	0,379	98,683	1,621
50,0	33,521	0,398	66,479	1,601
22,0	22,7	0,422	22,0	1,577
$x_л$	$\bar{x}'_л$	$\bar{v}_{x'_л}/v_x$	$x'_л$	$v_{x'_л}/v_x$
22,0	9,496	0,440	9,496	1,560
30,0	10,640	0,460	58,936	1,539
50,0	10,384	0,474	89,616	1,526
80,3	25,010	0,492	135,59	1,510
Σ = 211	Σ = 87,246		Σ = 331,76	

Неравномерность скорости при сокращении хода нитеводителя составляет

$$\delta = \frac{0,492-0,306}{0,306} \cdot 100\% = 60,18\%,$$

при увеличении хода –

$$\delta = \frac{1,693-1,51}{1,51} \cdot 100\% = 12,26\%.$$

Рассматривая таблицы, следует отметить, что последняя строка представляет сумму первой и предпоследней строки, кроме того, в последнем столбце указывается, насколько больше скорость нитеводителя по сравнению со скоростью штанги: например, в первой строке на 29,78%, а в последней – на 27,64%. В нижней строке вычислена общая длина раскладки.

В данном случае характер изменения скорости глазка нитеводителя сохраняется, но неравномерность становится значительной, поэтому целесообразно ограничиться углом поворота линейки 5^0 по часовой и против часовой стрелки. Однако следует отметить, что эта неравномерность практически не сказывается на форме паковки при наличии фрикционного наматывания вследствие прикатывающего действия фрикционного цилиндра.

В результате проведенных исследований можно сделать выводы:

1. При проектировании раскладочных механизмов для уменьшения инерционных нагрузок в них необходимо в начальный момент наматывания предусматривать увеличение хода нитеводителя, а затем переходить к сокращению.

2. При наклоне линейки 5^0 максимальное увеличение скорости составляет 30%, а при наклоне 10^0 – 69,3%. Следовательно, скорость штанги, к которой крепится нитеводитель, может быть уменьшена на эту величину, что имеет большое значение для высокоскоростных раскладочных механизмов.

3. Скорость глазка нитеводителя непостоянна. Так, при угле наклона направляющей линейки 5^0 неравномерность скорости при сокращении хода составляет примерно 3%, а при увеличении хода – 1,65%. Если угол наклона линейки 10^0, то при сокращении хода неравномерность составляет 60%, а при увеличении хода – 12,3%.

4. При угле наклона линейки до 5^0 неравномерность скорости практически не отражается на форме паковки; выравнивающее

действие оказывает фрикционный цилиндр, к которому прижимается бобинодержатель.

Чтобы найти закон изменения угла поворота направляющей линейки (в зависимости от диаметра намотки), достаточно определить зависимость между величиной перемещения тяги, связанной с линейкой, и диаметром паковки.

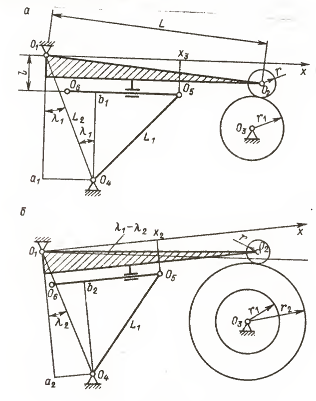


Рис.82.

Рассмотрим схему привода направляющей линейки нитеводителя с патроном радиусом r_1 (рис.82,a) и бобиной радиусом r_2 (рис. 82,$б$). На схеме L - расстояние от оси следящего ролика до оси поворота корпуса механизма, L_1 - длина рычага $O_4 O_5$, l - рас-

стояние от оси поворота корпуса до тяги O_5O_6, r – радиус следящего ролика.

Через точку O_1 параллельно тяге O_5O_6 проведем подвижную координатную ось x, поворачивающуюся вокруг оси одновременно с рычажной системой. Тяга O_5O_6 всегда параллельна оси x, и изменение координаты x для всех точек тяги одинаково. Поэтому задача сводится к определению зависимости между координатой x точки O_5 и приращением радиуса бобины $r_2 - r_1$.

Соединим точки O_1 и O_4. Из этих точек проведем перпендикуляры к O_5O_6, кроме того, из точки O_4 проведем линию, параллельную O_5O_6. В данном случае $O_4b_1 = L_2\cos\lambda_1 - l$, $O_4b_2 = L_2\cos\lambda_2 - l$, а координаты x точки O_5 могут быть найдены из следующих выражений:

$$x_3 = L_2\sin\lambda_1 + \sqrt{L_1^2 - (L_2\cos\lambda_1 - l)^2},$$
$$x_2 = L_2\sin\lambda_2 + \sqrt{L_1^2 - (L_2\cos\lambda_2 - l)^2}. \qquad (5.22)$$

На существующем механизме при увеличении радиуса намотки паковки от минимума до максимума величина $\lambda_1 - \lambda_2$ не превышает 20°. Поэтому с достаточной степенью точности можно считать

$$\lambda_1 - \lambda_2 = (r_2 - r_1)/L . \qquad (5.23)$$

Подставляя в уравнение (5.22) выражение для λ_2 из соотношения (5.23), получаем

$$x_2 = L_2\sin\left(\lambda_1 - \frac{r_2 - r_1}{L}\right) + \sqrt{L_1^2 - \left[L_2\cos\left(\lambda_1 - \frac{r_2 - r_1}{L}\right) - l\right]^2}.$$

Тогда зависимость между приращением радиуса бобины и перемещением тяги O_5O_6 можно представить в таком виде:

$$x_3 - x_2 = L_2\left[\sin\lambda_1 - \sin\left(\lambda_1 - \frac{r_2 - r_1}{L}\right)\right] +$$
$$+ \sqrt{L_1^2 - (L_2\cos\lambda_1 - l)^2} - \sqrt{L_1^2 - \left[L_2\cos\left(\lambda_1 - \frac{r_2 - r_1}{L} - l\right)\right]^2}.$$

Зная перемещение тяги O_5O_6, можно определить угол поворота направляющей линейки механизма сокращения хода нитеводителя, а затем величину хода нитеводителя и угол наклона торцевых поверхностей бобины γ.

5.3. Расчет механизма для устранения ленточной и жгутовой намоток

В процессе формирования паковки может образовываться застилистая, ленточная и жгутовая намотки. Застилистая намотка обладает сравнительно равномерным распределением витков относительно друг друга, ленточная – периодическим укладыванием витков нити на одно и то же место с образованием пасьм или жгутов. Они возникают периодически через определенное время, характеризуемое циклом. Жгутовая и ленточная намотки являются большим дефектом паковки, они способствуют спадению витков в процессе разматывания бобины, эти места практически не промываются и не прокрашиваются. Поэтому устранение ленточной и жгутовой намоток – первостепенная задача при проектировании приемно-намоточных механизмов.

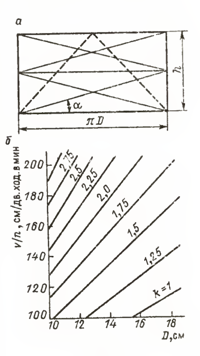


Рис.83.

При фрикционном наматывании нити, когда бобина приводится во вращение фрикционным цилиндром, а раскладчик нити имеет свой обособленный привод, лентообразование и жгутообразование периодически возникают в процессе наматывания независимо от толщины нити. Жгуты наиболее ярко проявляются, когда в высоте намотки укладывается целое число шагов намотки или ее высота составляет простую дробь по отношению к шагу. Диаметры, на которых возникают жгуты (критические диаметры), можно определить, рассматривая развертку бобины (рис.83,*а*): $D = H/(k\pi \operatorname{tg}\alpha)$, где H – высота паковки; α – угол раскладки нити; k = 1, 1,5, 2, 3, ...,

1/2, 1/3; 1/4 и т.д. - целое или дробное число шагов по высоте паковки. Так, например, на рис.83 сплошной линией показана намотка при $k = 2$, а штриховой - при $k = 1/2$.

Выразим $\operatorname{tg}\alpha$ через кинематические параметры раскладочного механизма: $\sin\alpha = 2nH/v_{пр}$, где n - число двойных ходов нитеводителя в мин; $v_{пр}$ - скорость приема нити на бобину, м/мин. Тогда

$$D = \frac{H}{k\pi \operatorname{tg} \arcsin(2nH/v_{пр})}.$$

После преобразований получим

$$D = \frac{\sqrt{(v_{пр}/n)^2 - 4H^2}}{2\pi k}.$$

При проектировании приемно-намоточных механизмов необходимо знать, на каких диаметрах возникает жгутообразование, и, если это возможно, стараться подбирать параметры механизма так, чтобы жгуты возникали за пределами максимального и минимального диаметров наматывания.

В данном случае целесообразно построить номограмму. Покажем это на примере центрифугальной прядильной машины. Скорость приема нити в кружку центрифуги $v_{пр}$ = 50–80 м/мин, число двойных ходов нитеводителя в минуту n = 40–50, высота паковки H = 0,12 м, k = 1, 1,25, 1,5, 1,75, 2, 2,25, 2,5, 2,75. На основании этих данных построена номограмма (рис.83,*б*). При известном отношении $v_{пр}/n$ достаточно провести горизонталь до пересечения с наклонными прямыми и, опустив перпендикуляр на ось абсцисс, найти диаметры, соответствующие жгутообразованию, а также значения k. Как видно из номограммы, при всех значениях $v_{пр}/n$ горизонталь пересекает наклонные линии, следовательно, жгутообразование происходит в любом случае, причем наиболее ярко жгуты проявляются при значениях k = 1, 2, 3 и т.п.

В выражение для определения критических диаметров входят скорость наматывания, длина паковки и число двойных ходов нитеводителя. Скорость наматывания можно изменять только на некоторых перемоточных машинах; на прядильных целесообразно изменять число двойных ходов или длину намотки или то и другое вместе, как это сделано на безверетенных прядильных машинах. Следует также отметить, что прецизионные приемно-намоточные механизмы полностью исключают ленточную и жгутовую намотки.

Для устранения жгутообразования применяются механические и электрические устройства. В первом случае это дифференциальные или кулачковые механизмы, изменяющие скорость пространственного кулачка в течение определенного цикла или сдвигающие кулачок на небольшую величину, во втором случае – частотные преобразователи, предназначенные для изменения частоты электрического тока, подводимого к приводному двигателю раскладчика нити, работающего также с определенным циклом.

Рассмотрим развертку наименьшего диаметра паковки с ленточной и жгутовой намотками (рис.83,a). Для их устранения необходимо, чтобы за один оборот бобины шаг S между параллельными витками изменился на величину q не менее двух-четырех диаметров нити $d_{пр}$, поскольку при $q=d_{пр}$ сохраняется ленточная намотка, т.е. $q \geq (2...4)\,d_{пр}$. Выполнение этого условия требует изменения скорости нитеводителя за один оборот бобины на величину $\Delta v_р = v_{р_1} - v_{р.ср}$, где $v_{р.ср} = v_б \operatorname{tg}\alpha$ – средняя скорость нитеводителя, а $v_{р_1} = v_б(\operatorname{tg}\alpha + q/(\pi d))$ – его скорость через один оборот бобины; $v_б$ – ее окружная скорость; α – средний угол наматывания; d – диаметр патрона, на который наматывается нить. Тогда изменение скорости нитеводителя за один оборот бобины

$$\delta_1 = \frac{v_{р_1} - v_{р.ср}}{v_{р.ср}} \cdot 100\,\% \,.$$

В данном случае неравномерность характеризует колебания скорости механизма. Большую неравномерность можно получить при пикообразном изменении скорости, которая, однако, не в состоянии устранить жгутообразование, поэтому необходимо оперировать средними интегральными скоростями вращения кулачка раскладчика. Средние интегральные скорости можно найти интегрированием кривой скорости нитеводителя или планиметрированием.

Неравномерность по средним интегральным скоростям за весь цикл должна быть не менее $2\,\delta_1$:

$$\delta_{и.ср} \geq 2\,\frac{v_{р_1} - v_{р.ср}}{v_{р.ср}} \cdot 100\,\% \,.$$

После подстановки $v_{р_1}$, $v_{р.ср}$ и $q = (2...4)\,d_{пр}$ получим

$$\delta_{и.ср} \geq (4...8)\,\frac{d_{пр}}{\pi d \operatorname{tg}\alpha} \cdot 100\,\% \,.$$

Известно, что диаметр пряжи (в мм) определяется зависимостью $d_{пр}=k^*\sqrt{\gamma_l^T}$, где k^* – постоянный коэффициент, который для хлопчатобумажной пряжи составляет 0,0395, для вискозной – 0,041 и для капроновой – 0,038; γ_l^T – линейная плотность пряжи в тексах. Тогда

$$\delta_{и.ср} = (4...8)\,\frac{k^*\sqrt{\gamma_l^T}}{\pi d\,\mathrm{tg}\,\alpha}\cdot 100\,\%.$$

Таким образом, получена приближенная формула для определения изменения средней интегральной скорости нитеводителя, устраняющего ленто- и жгутообразование. Например, для пряжи линейной плотностью 62,5-65,4 текс, вырабатываемой на машине БД-200-М69, при $\alpha = 15^{\circ}56'$ и $d = 0{,}056$ м $\delta_{и.ср} = 2{,}5\ ...\ 5\%$.

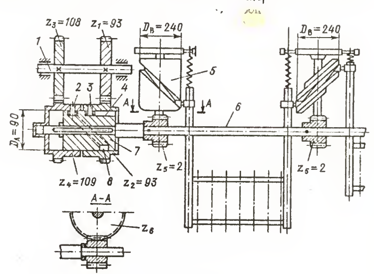


Рис.84.

Рассмотрим механизм, широко применяемый на центрифугальных прядильных машинах марки ПЦ-250-И7 (рис.84).

На валу *1* головной раскладочной коробки жестко насажены шестерни $z_1 = 93$ и $z_3 = 108$, которые сцепляются с зубчатыми колесами-стаканами $z_2 = 93$ и $z_4 = 109$, соответственно установленными на пространственном кулачке *7*, связанном с червячным

валом *6*. Этот кулачок имеет продольный *4* и винтовой *8* пазы, в которые входят ролики *3*, *2*, закрепленные на зубчатых колесах z_2 и z_4. Так как передаточное отношение зубчатых пар z_1, z_2 и z_3, z_4 различно, то кулачок *7*, вместе с ним червячный вал *6* и червяки z_5 получают вращательное и возвратно-поступательное движение.

В результате этого червячное колесо z_6 в промежуточных коробках получает суммарную угловую скорость $\omega_{сум} = \omega_1 + \omega_2$, где ω_1 – угловая скорость кулачка от вращения червячного вала; $\omega_2 = v/r_{ч.к}$ – угловая скорость кулачка от возвратно-поступательного движения того же вала; v – скорость возвратно-поступательного движения червячного вала; $r_{ч.к}$ – радиус начальной окружности червячного колеса.

Так как профиль кулачка выполнен по винтовой линии, сопряженной радиусными кривыми, для расчета можно воспользоваться формулами (4.1)-(4.4). На основании расчетов строится зависимость $\omega_{сум} = f(\varphi)$ и определяется время цикла изменения скорости промежуточного кулачка *5* раскладчика. Оно соответствует времени одного двойного хода червячного вала, которое вычисляется по формуле $t = 2\pi/\omega_{отн}$, где $\omega_{отн} = \omega_1(z_1/z_2 - z_3/z_4)$ – относительная скорость зубчатых колес z_2 и z_4, а ω_1 – угловая скорость ведущего вала *1* (рис.84).

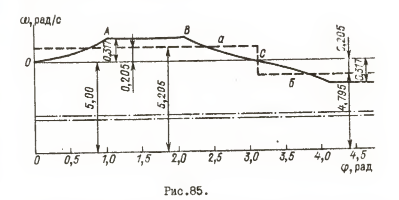


Рис.85.

Неравномерность вращения промежуточного кулачка определяется выражением

$$\delta = \frac{\omega_{и.max} - \omega_{и.min}}{\omega_{и.ср}} .$$

Средние интегральные скорости находятся по формуле (рис. 85) $\omega_{и.ср} = S_{OABC}/\pi$ (на рисунке средние интегральные скорости обозначены пунктирной линией).

Наряду с неравномерностью скорости механизма, устраняющего жгутообразование, необходимо учитывать еще два фактора: плавность изменения скорости раскладочного механизма, а также отношение времени цикла к времени одного двойного хода нитеводителя $i = t/t_1$, где $t_1 = 2\pi/\omega_к$.

Угловая скорость кулачка $\omega_к$ раскладочного механизма определяется зависимостью $\omega_к = \omega_1 z_1/(z_2 i)$, где i – передаточное отношение червячной пары. Тогда

$$i_1 = \frac{\omega_к}{\omega_{отн}} = \frac{z_1 z_4}{i(z_1 z_4 - z_2 z_3)} .$$

Это отношение не должно быть кратным целому числу или правильной дроби.

Механизм, устраняющий жгутообразование на центрифугальной прядильной машине, имеет следующие геометрические и кинематические параметры: $r_к$ = 0,045 м – радиус кулачка 7 (рис.84), $r_{ч.к}$ = 0,072 м, $\alpha = 31^{\circ}5'$ – угол наклона винтовой линии паза, r = 0,09 м – радиус сопряжения кулачка, L = 0,055 м – длина хода червячного вала и ω_1 = 90,4 рад/с – угловая скорость ведущего вала. График скорости червячного вала представлен на рис.85. По этому графику можно определить неравномерность скорости

$$\delta = \frac{5,317-4,683}{5} \cdot 100\% = 12,6\%.$$

Неравномерность по средним интегральным скоростям

$$\delta_{и.ср} = \frac{5,205-4,795}{5} \cdot 100\% = 8,2\%.$$

Кроме того, следует проверить кратность отношения времени цикла ко времени одного двойного хода нитеводителя:

$$i_1 = \frac{93 \cdot 109}{18(93 \cdot 109 - 93 \cdot 108)} = 6,055.$$

Таким образом, первое условие эффективности работы механизма, устраняющего жгутообразование, удовлетворяется: неравномерность 8,2% вполне достаточна, второе условие – плавность изменения скорости – удовлетворяется частично, а третье условие не выполняется – отношение между временем цикла и временем одного двойного хода нитеводителя близко к целому числу.

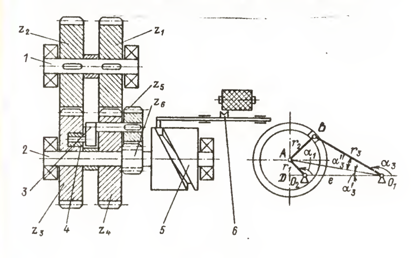


Рис.86.

Более простая конструкция механизма, устраняющего жгутообразование, была применена на машине КЭ-200-И4 (рис.86). Этот механизм также непосредственно связан с кулачком раскладчика.

Шестерни z_1 и z_2 приводят во вращение зубчатые колеса z_3 и z_4, причем передаточные отношения у этих двух пар разные. Колесо z_4 несет валик с кривошипом *3*, на оси которого имеется ролик или сухарик *4*, входящий в паз торцевого кулачка, выполненного на колесе z_3. На другом конце валика установлено зубчатое колесо или сектор z_5, взаимодействующий с зубчатым колесом z_6, жестко закрепленным на ведомом валу *2*. На этом же валу установлен пространственный кулачок *5*, в паз которого входит штанга с нитеводителями *6*.

Основная скорость передается валу 2 в тот момент, когда кривошип 3 с роликом *4* как бы заклинен в отверстии колеса z_4 и

система колес z_4, z_5 и z_6 вращается с одной угловой скоростью. При относительном же движении зубчатых колес z_4 и z_3 вследствие разности передаточных отношений кривошип *3* и шестерня z_5 поворачиваются, сообщая дополнительную скорость ведомому валу *2*.

В данной машине паз на торце зубчатого колеса z_3 сделан в виде эксцентрической окружности. Это упрощает технологию изготовления детали и обеспечивает плавное изменение скорости кулачка-раскладчика. Кроме того, деталь *4*, входящая в паз, выполнена в виде сухарика, что способствует снижению контактных напряжений.

Таким образом, вал *2* получает суммарную угловую скорость

$$\omega_{сум} = \omega_2 + \frac{\omega_3}{i_{5,6}},$$

где ω_2 – основная скорость ведомого вала без учета относительного вращения колес z_3 и z_4; ω_3 – дополнительная скорость того же вала, возникающая при относительном вращении зубчатых колес z_3 и z_4 и повороте шестерни z_5 вместе с кривошипом *3* относительно своей оси; $i_{5,6}$ – передаточное отношение колес z_5 и z_6; α_3, α_1 – углы поворота кривошипа и кулачка (рис.86,*б*).

Угловая скорость ω_3 кривошипа *3* с колесом z_5 является функцией относительной скорости ω_1:

$$\omega_3 = \omega_1 \Pi'(\alpha), \qquad \omega_1 = \omega_2 - \omega_5,$$

где $\Pi'(\alpha)$ – первая передаточная функция механизма; $\omega_2 = \omega_4 z_1/z_4$; ω_4 – угловая скорость вала *1*; $\omega_5 = \omega_4 z_2/z_3$.

Тогда
$$\omega_1 = \omega_4 \left(\frac{z_1 z_3 - z_2 z_4}{z_3 z_4} \right).$$

В том случае, когда кулачок на торцевой поверхности колеса выполнен в виде эксцентрично расположенной окружности, его можно заменить эквивалентным четырехзвенным механизмом с кривошипом r_1, шатуном r_2 и коромыслом r_3. Суммарная скорость пространственного кулачка

$$\omega_{сум} = \omega_2 + \omega_1 \frac{\Pi'(\alpha_1)}{i_{5,6}},$$

где $i_{5,6} = z_6/z_5$. Время цикла механизма определяется зависимостью

$$t = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{2\pi\; z_3 z_4}{\omega_4 (z_1 z_3 - z_2 z_4)},$$

а время одного двойного хода нитеводителя – выражением $t = 2\pi/\omega_2$. В этом случае

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_3 z_4}{z_1 z_3 - z_2 z_4}.$$

Установим зависимость между углом поворота α_3 (рис.86) коромысла r_3 и углом α_1 кривошипа r_1, считая размеры r_1, r_2, r_3 и l заданными. Опустим перпендикуляр AD на линию O_2O_1 и найдем

$$\operatorname{tg} \alpha_3' = \frac{r_1 \sin\alpha_1}{l - r_1\cos\alpha_1}.$$

Далее $(AO_1)^2 = r_1^2 + l^2 - 2r_1 l\cos\alpha_1$. Из треугольника ABO_1 можно определить $\cos\alpha_3''$: $r_2^2 = (AO_1)^2 + r_3^2 - 2(AO_1)r_3\cos\alpha_3''$, тогда

$$\cos\alpha_3'' = \frac{r_1^2 + r_3^2 + l^2 - r_2^2 - 2r_1 l\cos\alpha_1}{2r_3\sqrt{r_1^2 + l^2 - 2r_1 l\cos\alpha_1}}.$$

Искомый угол поворота коромысла $\alpha_3 = 180^\circ - (\alpha_3' + \alpha_3'')$, т.е.

$$\alpha_3 = 180^\circ - \operatorname{arctg}\frac{r_1\sin\alpha_1}{l - r_1\cos\alpha_1} - \arccos\frac{r_1^2 + r_3^2 + l^2 - r_2^2 - 2r_1 l\cos\alpha_1}{2r_3\sqrt{r_1^2 + l^2 - 2r_1 l\cos\alpha_1}}$$

Примем длину стойки равной единице, тогда все остальные геометрические размеры будут иметь относительные значения $\lambda_1 = r_1/l$, $\lambda_2 = r_2/l$, $\lambda_3 = r_3/l$. Обозначив $k = 1 + \lambda_1^2 + \lambda_3^2 - \lambda_2^2$, получим

$$\alpha_3 = 180^\circ + \operatorname{arctg}\frac{\lambda_1\sin\alpha_1}{\lambda_1\cos\alpha_1 - 1} + \arccos\frac{k - 2\lambda_1\cos\alpha_1}{2\lambda_3\sqrt{1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1\cos\alpha_1}} \quad (5.24)$$

Для нахождения первой передаточной функции $\Pi'(\alpha)$ достаточно продифференцировать выражение (5.24):

$$\Pi'(\alpha) = \frac{\lambda_1^2 - \lambda_1\cos\alpha_1}{1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1\cos\alpha_1} \times$$

$$\times \frac{\lambda_1\sin\alpha_1(k - 2\lambda_1\cos\alpha_1)}{(1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1\cos\alpha_1)\sqrt{4\lambda_3^2(1 + \lambda_1^2 - 2\lambda_1\cos\alpha_1) - (k_1 - 2\lambda_1\cos\alpha_1)^2}},$$

где $k_1 = 1 + \lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \lambda_3^2$. Подставив в данную формулу значения α_1, можно построить зависимость угловой скорости от угла поворота кривошипа. Анализ эффективности работы механизма проводится аналогично предыдущему.

Электрический способ устранения жгутообразования заключается в изменении скорости вращения кулачка раскладчика вслед-

ствие изменения частоты напряжения питания приводного электродвигателя. Генератор 10 (рис.87) получает вращение от асинхронного короткозамкнутого электродвигателя 1 через цепной вариатор 2. Настройка генератора на определенную частоту вращения, а следовательно, частоту тока осуществляется колесом 8, которое при помощи винта 3 устанавливает определенное положение конусов вариаторов.

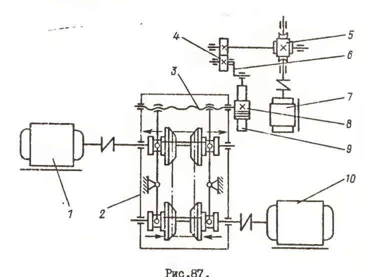
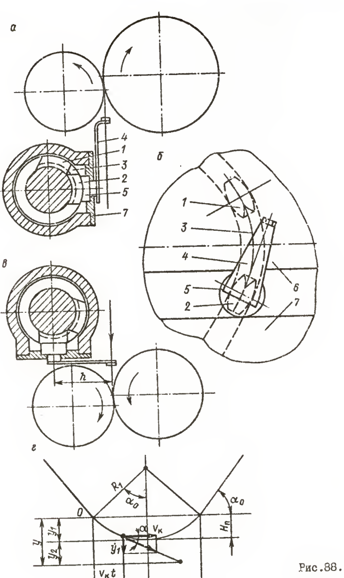


Рис.87.

Для изменения частоты в некоторых пределах и за определенный цикл это же колесо 8 получает колебательное движение от рейки 9, взаимодействующей с кривошипом 6, установленным на зубчатом колесе 4, которое вращается от двигателя 7 через червячную пару 5.

5.4. Кинематическое исследование раскладчика нити с поворотным нитеводителем

Раскладчики с поворотным нитеводителем широко применяются на машинах фирмы Алюколор (ФРГ), где скорость приема нити достигает 65 м/с. Недостатком таких устройств является инерционный момент, действующий при реверсе на лодочку, который увели-



а
4
1
3
2
5
7
б
1
3
4
5
2
6
7
в
h
г
R_1
α_0
α_0
O
y
y_1
y_2
α
$V_к$
$\dot{y}_1$
$H_п$
$V_к t$
$V_к t_п$

Рис.88.

чивает износ поверхности паза барабанчика и нарушает стабильность работы устройства.

Для повышения надежности раскладчика нити предлагается использовать две лодочки *1*, *2* (рис.88, *а*, *б*), соединенные упругим элементом *3*, причем нитеводитель *4* крепится на оси второй лодочки *2* в направлении движения. Нитеводитель *4* и лодочка *2* закрепляются на оси ползушки *5*, совершающей возвратно-поступательное движение по направляющим *6* и *7*. В процессе работы при реверсе на нитеводитель *4* действует инерционный момент, который компенсируется моментом упругости, возникающим в упругом элементе *3* и направленным в сторону, противоположную инерционному моменту. Таким образом, упругое звено уравновешивает момент сил инерции системы и частично осевую силу инерции, увеличивая надежность и долговечность высокоскоростного раскладчика нити.

Для определения параметров упругого элемента необходимо провести кинематическое исследование раскладочного механизма с переходным участком, выполненным по гармоническому закону. Точка касания глазка нитеводителя на этом участке может перемещаться по дуге окружности (рис.88, *а*) или по прямой линии (рис. 88, *б*).

Координату перемещения точки *М* на кривой можно записать в виде (рис.88, *г*) [29]

$$y_1 = H_п \sin kt, \tag{5.25}$$

где $k = \pi / t_п$. Определим время реверса механизма из следующей зависимости:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{v_к t_п}{2R_1},$$

отсюда $t_п = (2R_1 \operatorname{tg} \alpha_0)/v_к$, где $v_к = r\omega$; r – радиус пространственного кулачка; ω – его угловая скорость.

Зная скорость раскладки нити $v_р$, можно определить окружную скорость кулачка

$$v_к = v_р / \operatorname{tg} \alpha_0 . \tag{5.26}$$

Подставляя (5.26) в (5.25), получим длину переходного участка

$$H_п = (2R_1 \operatorname{tg}^2 \alpha_0)/\pi .$$

Для нахождения кинематических параметров механизма необходимо найти касательную к гармонической кривой, по которой располагается нитеводитель. Угол касательной можно получить из соотношения скоростей $\operatorname{tg}\alpha = \dot{y}_1/v_к$, где $\dot{y}_1$ – проекция скорости лодочки на ось y – производная от перемещения y_1:

$$\dot{y}_1 = \frac{H_п \pi}{t_п} \cos \frac{\pi t}{t_п}.$$

Далее $$\operatorname{tg}\alpha = \frac{H_п \pi}{t_п v_к} \cos \frac{\pi t}{t_п} = N \cos kt .$$

или $$\alpha = \operatorname{arctg} N \cos kt, \quad (5.27)$$

где $N = H_п \pi / (t_п v_к)$.

Теперь можно определить координату перемещения глазка нитеводителя

$$y = y_1 + y_2. \quad (5.28)$$

В этом случае y_1 – координата перемещения центра лодочки по криволинейному пазу, а $y_2 = l \sin\alpha$ – проекция вылета нитеводителя на ось y, l – длина нитеводителя от центра лодочки до глазка. Используя выражение (5.27), запишем $y_2 = l \sin \operatorname{arctg} N \cos kt$

или $$y_2 = \frac{lN \cos kt}{\sqrt{1 + N^2 \cos^2 kt}} . \quad (5.29)$$

Подставляя (5.25) и (5.29) в формулу (5.28), получим координату перемещения глазка нитеводителя

$$y = H_п \sin kt + \frac{lN \cos kt}{\sqrt{1 + N^2 \cos^2 kt}} .$$

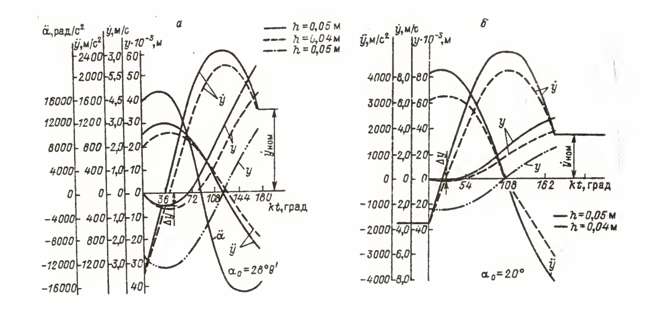
Его скорость вдоль оси y определится формулой

$$\dot{y} = H_п k \cos kt - \frac{lNk \sin kt}{\sqrt{(1 + N^2 \cos^2 kt)^3}},$$

ускорение –

$$\ddot{y} = -H_п k^2 \sin kt - \frac{lNk^2 \cos kt \left[(1 + N^2\cos^2 kt)^{3/2} + 3N^2 \sin^2 kt (1 + N^2 \cos^2 kt)^{1/2}\right]}{(1 + N^2 \cos^2 kt)^3}. \quad (5.30)$$

В процессе работы механизма в крайних положениях нитеводитель поворачивается, при этом ползушка создает определенные нагрузки на направляющие. Для нахождения этих нагрузок необхо-



а
$\ddot{\alpha}$, рад/с²
$\ddot{y}$, м/с²
$\dot{y}$, м/с
$y \cdot 10^{-3}$, м
h = 0,05 м
h = 0,04 м
h = 0,05 м
kt, град
Δy
$\dot{y}_{ном}$
$\alpha_0 = 28°8'$
б
$\ddot{y}$, м/с²
$\dot{y}$, м/с
$y \cdot 10^{-3}$, м
kt, град
Δy
$\dot{y}_{ном}$
h = 0,05 м
h = 0,04 м
$\alpha_0 = 20°$

Рис.89.

димо знать угловое ускорение нитеводителя. Ему соответствует вторая производная от выражения (5.27): $\dot{\alpha}=-Nk\sin k\bar{t}/(1+N^2\cos^2 k\bar{t})$,

$$\ddot{\alpha}=\frac{-Nk^2\cos k\bar{t}\,(1+N^2\cos^2 k\bar{t}+2N^2\sin^2 k\bar{t})}{(1+N^2\cos k\bar{t})^2}\,. \qquad (5.31)$$

Рассмотрим второй случай, когда нитеводитель 1 (рис.88,δ) выполнен плоским, при этом ось поворота ползушки 2 и направление движения нити находятся в параллельных плоскостях. В этом случае лодочка поворачивает ползушку с нитеводителем таким образом, что расстояние h между точкой A раскладчика и плоскостью, проходящей через ось поворота лодочки, остается постоянным.

Координата точки раскладки определяется зависимостью

$$y_2=h\,\mathrm{tg}\,\alpha, \qquad (5.32)$$

или с учетом (5.28)

$$y_2=h\,\mathrm{tg}\,\mathrm{arctg}\,N\cos k\bar{t}=hN\cos k\bar{t}. \qquad (5.33)$$

Подставляя выражения (5.25) и (5.33) в формулу (5.28), получаем

$$y=H_п\sin k\bar{t}+hN\cos k\bar{t},$$
$$\dot{y}=H_пk\cos k\bar{t}-hNk\sin k\bar{t}, \qquad (5.34)$$
$$\ddot{y}=-H_пk^2\sin k\bar{t}-hNk^2\cos k\bar{t}.$$

Найдем угловое ускорение ползушки. Для этого, используя (5.33), преобразуем выражение (5.32): $\alpha=\mathrm{arctg}\,y_2/h=\mathrm{arctg}\,N\cos k\bar{t}$.

Полученное выражение повторяет зависимость (5,27), поэтому угловое ускорение можно определить по формуле (5.31).

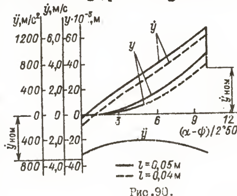


Рис.90.

В качестве примера рассмотрим раскладочный механизм со следующими параметрами: $\alpha=28°9'$, $v_р=3{,}5$ м/с, $l=0{,}05$ м. По формулам (5.26), (5.27) получим $v_к=6{,}542$ м/с, $\bar{t}_п=0{,}0164$ с, $H_п=$

= 18,236 мм. Исследуемые кинематические параметры (5.34) для случая $h = \mathrm{const}$ представлены в виде зависимостей на рис.89, *а*.

Влияние угла наклона винтовой линии паза на кинематические параметры характеризуют зависимости, построенные для того же механизма, но при угле $\alpha = 20^\circ$ (рис.89, *б*).

Для сравнения рассмотрим переходный участок, выполненный по дуге окружности при $r_1 = 100$ мм, $\alpha_0 = 28^\circ 9'$, $l = 0{,}05$ и $0{,}04$ м, $v_p = 3{,}5$ м/с (т.е. при тех же параметрах механизма). На основании расчетных данных на рис.90 представлены кривые перемещения, скорости и ускорения для этого случая.

В данном исследовании получены кинематические параметры глазка нитеводителя. Не меньшее значение имеет ускорение его лодочки, определяющее динамику механизма.

Раскладочный механизм машины МФ-600-КШ24 характеризуется следующими геометрическими параметрами: $r_1 = 35{,}5$ мм, $\alpha_0 = 18^\circ 22'$. На основании [26] можно найти ускорение лодочки $\ddot{y}_{max} = v_0^2/(r_1 \cos^3\alpha_0)$, где v_0 – окружная скорость кулачка. Подставим сюда выражение v_0 из формулы (5.31):

$$\ddot{y}_{1max} = v_p^2/(r_1 \sin^2\alpha_0 \cos\alpha_0).$$

Ускорение лодочки на машине МФ-600-КШ24 будет равно 3668 м/с^2. Если принять параметры механизма с поворотным нитеводителем, то ускорение самой лодочки уменьшится до 673 м/с^2 вследствие увеличения r_1 и α_0.

Однако следует иметь в виду, что в данном случае возникает ускорение, вызванное поворотом нитеводителя, которое определяется выражением (5.34). Входящие в него инерционные нагрузки будет воспринимать не лодочка, а ползушка, т.е. эти нагрузки перераспределяются на две поверхности, обеспечивая увеличение скорости механизма.

Следует отметить, что выполнение переходного участка по гармоническому закону по сравнению с радиусным обеспечивает более плавное изменение скорости и ускорения. Уменьшение вылета нитеводителя h приводит к уменьшению скорости и ускорения. Так, например, уменьшение h на 20% уменьшает скорость на 14%.

Угол наклона паза винтового барабанчика также оказывает существенное влияние на кинематику механизма. Уменьшение угла с $28^\circ 9'$ до 20° приводит к увеличению максимальной скорости с 6,23 до 10,46 м/с, а ускорения – с 1196 до 1341 м/с^2, однако при этом переходные участки, где скорость меньше номинальной, уменьшаются.

Глава 6

ЭЛЕКТРОВЕРЕТЕНА, БОБИНОДЕРЖАТЕЛИ И ВАЛЫ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН

Электроцентрифуги, электроверетена и бобинодержатели в процессе работы находятся в сложных специфических условиях. Неуравновешенность волокна, уложенного в кружку, а также намотанного на веретено или на патрон бобинодержателя, приводит к значительным колебаниям вращающейся системы.

В процессе работы возникает статическая и динамическая неуравновешенность вращающихся масс, которая приводит к вибрации шпинделя, большим нагрузкам на подшипники и возникновению производственного брака.

Статическая неуравновешенность характеризуется несовпадением центра тяжести кружки с геометрической осью вращения, т.е. наличием эксцентриситета. Динамическая неуравновешенность обусловлена несовпадением главной оси инерции системы с геометрической осью вращения, т.е. наличием угла между этими осями.

Опасным режимом работы электроцентрифуг, электроверетен и бобинодержателей является совпадение частоты собственных и вынужденных колебаний шпинделя.

При равенстве рабочей и критической скоростей необходимо изменять частоту собственных колебаний вращающейся системы изменением ее динамических параметров (массы, моментов инерции масс и т.п.).

Расчету динамических параметров быстровращающихся роторов и посвящена данная глава.

6.1. Определение критической скорости электроцентрифуг и электроверетен

Определим критическую скорость электроверетена и электроцентрифуги, у которых прядильная кружка или насадка, несущая паковку из волокнистого материала, закреплена на длинном и тон-

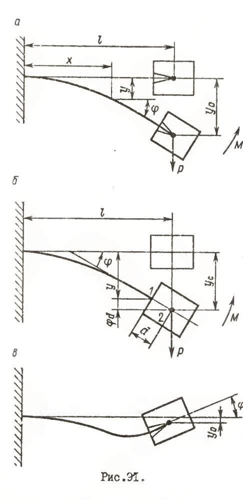


Рис.9I.

ком шпинделе. Массой последнего по сравнению с массой самой паковки с кружкой или патроном можно пренебречь.

Расположим шпиндель горизонтально (рис.9I), считая, что он имеет жесткую заделку и что вылет его до точки крепления кружки равен l. Сделаем допущение, что изогнутая ось лежит в одной плоскости и вращается с угловой скоростью ω и, кроме того, каждая точка оси описывает окружность с той же скоростью ω в ту же сторону, т.е. имеет место регулярная прецессия.

Рассмотрим два случая: I) центр тяжести совпадает с точкой крепления кружки к шпинделю; 2) между этими точками расстояние d. На кружку центрифуги действуют центробежная сила P и гироскопический момент M, который стремится вернуть центр тяжести кружки центрифуги на геометрическую ось [26].

Уравнение изогнутой оси шпинделя центрифуги запишется в следующем виде:

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2} = P(l-x) - M,$$

где E – модуль упругости; J – момент инерции сечения шпинделя. Проинтегрировав это выражение, получим угол поворота шпинделя

$$EJ\frac{dy}{dx} = Plx - \frac{Px^2}{2} - Mx + C_1.$$

При $x=0$ $dy/dx = \varphi = 0$, тогда постоянная $C_1 = 0$.

Вторичное интегрирование уравнения даст выражение для прогиба вала

$$EJy = Pl\frac{x^2}{2} - P\frac{x^3}{6} - M\frac{x^2}{2} + C_2.$$

При $x = 0$ $y = 0$ и $C_2 = 0$. Подставив в формулу значение $x = l$, получим прогиб и угол поворота для центра тяжести кружки центрифуги:

$$y = P\frac{l^3}{3EJ} - M\frac{l^2}{2EJ}; \quad \varphi = P\frac{l^2}{2EJ} - M\frac{l}{EJ}.$$

Обозначим коэффициенты влияния: $\delta_{11} = l^3/(3EJ)$, $\delta_{21} = l^2/(2EJ)$ – прогиб и угол поворота под действием единичной нагрузки, приложенной в центре тяжести кружки; $\delta_{12} = l^2/(2EJ)$, $\delta_{22} = l/(EJ)$ – прогиб и угол поворота под действием единичного момента, приложенного в той же точке.

Тогда $y = \delta_{11}P - \delta_{21}M$, $\varphi = \delta_{12}P - \delta_{22}M$. Подставив в эту систему значение инерционной нагрузки $P = -m\ddot{y}$ и значение гироскопического момента $M = -(J_0 - J_э)\ddot{\varphi}$, где J_0 – момент инерции массы кружки относительно продольной оси вращения; $J_э$ – момент инерции массы относительно оси, проходящей через центр тяжести перпендикулярно оси вращения, получим

$$y = -\delta_{11}m\ddot{y} + \delta_{12}(J_0 - J_э)\ddot{\varphi},$$
$$\varphi = -\delta_{21}m\ddot{y} + \delta_{22}(J_0 - J_э)\ddot{\varphi}.$$

Преобразуем эти формулы:

$$m\ddot{y} + \frac{y}{\delta_{11}} = \frac{\delta_{12}}{\delta_{11}}(J_0 - J_э)\ddot{\varphi},$$
$$-(J_0 - J_э)\ddot{\varphi} + \frac{\varphi}{\delta_{22}} = -\frac{\delta_{21}}{\delta_{22}}m\ddot{y}.$$

Решение данных уравнений ищем в виде $y = y_0\sin\omega t$, $\varphi = \varphi_0\sin\omega t$. Возьмем вторые производные от этих функций, подставим в предыдущие формулы и после преобразований запишем

$$y_0(1-\delta_{11}m\omega^2) + \varphi_0\delta_{12}(J_0-J_э)\omega^2 = 0,$$
$$-y_0\delta_{21}m\omega^2 + \varphi_0[(J_0-J_э)\delta_{22}\omega^2+1] = 0.$$

Полученные уравнения, по существу, выражают прогиб и угол поворота точки крепления кружки под действием нагрузки и момента:

$$y_0 = \delta_{11}m\omega^2 y_0 - \delta_{12}(J_0-J_э)\varphi_0\omega^2;$$
$$\varphi_0 = \delta_{21}m\omega^2 y_0 - \delta_{22}(J_0-J_э)\varphi_0\omega^2. \qquad (6.1)$$

Решив уравнения (6.1), можно определить форму колебаний:

$$\frac{\varphi_0}{y_0} = -\frac{1-\delta_{11}m\omega^2}{\delta_{12}(J_0-J_э)\omega^2} = \frac{\delta_{21}m\omega^2}{(J_0-J_э)\delta_{22}\omega^2+1},$$

а раскрыв определитель, составленный из членов, стоящих при y_0 и φ_0, можно написать уравнение частот:

$$(\delta_{11}\delta_{22}-\delta_{21}\delta_{12})(J_0-J_э)m\omega^4-[(J_0-J_э)\delta_{22}-\delta_{11}m]\omega^2-1=0. \qquad (6.2)$$

Обозначив $A=(\delta_{11}\delta_{22}-\delta_{21}\delta_{12})(J_0-J_э)m$, $B=(J_0-J_э)\delta_{22}-\delta_{11}m$, уравнение частот можно представить в виде биквадратного уравнения, решение которого позволяет определить критическую скорость центрифуги:

$$A\omega^4-B\omega^2-1=0, \qquad \omega_{кр}=\sqrt{\frac{B\mp\sqrt{B^2+4A}}{2A}}.$$

Для вычисления числа положительных вещественных корней, а следовательно, критических скоростей, перепишем формулу (6.2) в таком виде:

$$\omega^4-\frac{(J_0-J_э)\delta_{22}-\delta_{11}m}{(\delta_{11}\delta_{22}-\delta_{12}\delta_{21})(J_0-J_э)m}\omega^2-\frac{1}{(\delta_{11}\delta_{22}-\delta_{12}\delta_{21})(J_0-J_э)m}=0.$$

После подстановки значений коэффициентов влияния и соответствующих преобразований получим

$$\omega^4-\left[\frac{12EJ}{ml^3}-\frac{4EJ}{(J_0-J_э)l}\right]\omega^2-\frac{12E^2J^2}{(J_0-J_э)ml^4}=0. \qquad (6.3)$$

Обозначим $\quad \gamma=\dfrac{12EJ}{ml^3}, \quad \eta=\dfrac{4EJ}{(J_0-J_э)l}.$

Тогда формулу (6.3) можно записать следующим образом:

$$\omega^4-(\gamma-\eta)\omega^2-\frac{\gamma\eta}{4}=0, \quad \text{откуда} \quad \omega^2_{1,2}=\frac{1}{2}\left(\gamma-\eta\pm\sqrt{(\gamma-\eta)^2+\gamma\eta}\right).$$

Весьма приближенно определим значение корней. Преобразовав последнее уравнение, найдем

$$\omega_{1,2}^2 \approx \frac{\gamma-\eta}{2} \pm \frac{\gamma-\eta}{2}\left[1+\frac{\gamma\eta}{2(\gamma-\eta)^2}\right],$$

или

$$\omega_1^2 \approx \frac{4(\gamma-\eta)^2+\gamma\eta}{4(\gamma-\eta)}, \tag{6.4}$$

$$\omega_2^2 \approx -\frac{\gamma\eta}{4(\gamma-\eta)}. \tag{6.5}$$

Рассматривая эти зависимости, можно заключить:

1. Если $\eta>0$ и $\gamma>\eta$, то уравнение (6.4) имеет один положительный вещественный корень.

2. Если $\eta>0$, а $\gamma<\eta$, то уравнение (6.5) также имеет один положительный вещественный корень.

3. Если $\eta<0$, т.е. $J_0<J_9$, при $\gamma>\eta$ и $\gamma<\eta$ будут два положительных вещественных корня ω_1 и ω_2. Это видно из следующего.

Подставим в формулы (6.4), (6.5) $\eta<0$, тогда

$$\omega_1^2 \approx \frac{4(\gamma+\eta)^2-\gamma\eta}{4(\gamma+\eta)}, \quad \omega_2^2 \approx \frac{\gamma\eta}{4(\gamma+\eta)}.$$

Так как в выражении для ω_1^2 первый член в числителе больше второго, то ω_1^2 положительно.

Для определения формы колебаний запишем выражение (6.2) в таком виде:

$$\frac{\varphi_0}{y_0} = \frac{1-\delta_{11} m\omega^2}{\delta_{12}(J_9-J_0)\omega^2} = \frac{\delta_{21} m\omega^2}{1-(J_9-J_0)\delta_{22}\omega^2}.$$

Положительное значение отношения φ_0/y_0 возможно, если

$$\omega^2 < 1/(\delta_{11}m) \quad \text{и} \quad \omega^2 < 1/[(J_9-J_0)\delta_{22}].$$

Для этого случая форма колебаний изображена на рис.91,*а*. Если $\omega^2>1/(\delta_{11}m)$ и $\omega^2>1/[(J_9-J_0)\delta_{22}]$, то форма колебаний изменяется (см.рис.91,*в*).

В отличие от рассмотренного случая в центрифугальном веретене ЭВ-3М и в электроветене ЭВА-1 центр тяжести кружки или насадки не совпадает с точкой крепления (рис.91,*б*). Принципиально вывод расчетной формулы не меняется, но полученные выражения (6.1) требуют соответствующей корректировки. Прежде всего в правой части уравнений вместо y_0 необходимо подставить

$y_c = y_0 + \varphi d$, так как проекция координаты центра тяжести кружки увеличится на $d \sin\varphi$. Кроме того, необходимо изменить коэффициенты влияния δ_{11} на δ_{1c}, δ_{21} на δ_{2c}, где δ_{1c} — прогиб вала в точке 1 под действием нагрузки, приложенной в точке 2, соответствующей центру тяжести кружки, а δ_{2c} - угол поворота точки 1 под действием единичного момента. При этом $\delta_{1c} = \delta_{11} + \delta_{12} d$; $\delta_{2c} = \delta_{21} + \delta_{22} d$.

Подставив данные значения в (6.1), получим два линейных однородных уравнения относительно y_0 и φ_0 [26]:

$$y_0(\delta_{1c} m\omega^2 - 1) + \varphi_0 [\delta_{1c} md - \delta_{12}(J_0 - J_э)]\omega^2 = 0,$$

$$y_0 \delta_{2c} m\omega^2 + \varphi_0 \{[\delta_{2c} md - \delta_{22}(J_0 - J_э)]\omega^2 - 1\} = 0.$$

Решив эту систему уравнений, найдем отношение

$$\frac{\varphi_0}{y_0} = -\frac{\delta_{1c} m\omega^2 - 1}{[\delta_{1c} md - \delta_{12}(J_0 - J_э)]\omega^2} = -\frac{\delta_{2c} m\omega^2}{[\delta_{2c} md - \delta_{22}(J_0 - J_э)]\omega^2 - 1}$$

и частоту, соответствующую критической скорости,

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{B_1 \mp \sqrt{B_1^2 + 4A}}{2A_1}},$$

где

$$A_1 = (\delta_{2c}\delta_{12} - \delta_{1c}\delta_{22}(J_0 - J_э)m;$$

$$B_1 = \delta_{2c} md - \delta_{22}(J_0 - J_э) + a_{12} m.$$

В промышленности химических волокон эксплуатируются электроцентрифуги ЭВ-1, характерной особенностью которых является наличие верхней "горловой" опоры. Эта опора (рис.92,*а*) представляет собой подшипниковый узел *1*, в который упираются шесть пружин *2*, образуя упругое поле, препятствующее колебаниям шпинделя. Вал *3* с закрепленной на нем кружкой центрифуги приводится во вращение от статора *5* через ротор *6*, насаженный на втулку *7*, вращающуюся в опорах *9* и *10*. Вал имеет нижнюю шаровую опору и паз, который одевается на штифт *8*.

Расчетная схема представлена на рис.92,*б*. Центрифуга колеблется относительно точки A, в точке B закреплена подпружиненная опора. Методика расчета заключается в том, что определяются коэффициенты влияния вращающейся системы при упругом вале и жестких опорах, затем вычисляются коэффициенты влияния жесткого вала и упругих опор, после чего коэффициенты влияния

суммируются и производится расчет электроцентрифуги с учетом упругости вала и верхней опоры.

Реакция в опоре B от воздействия единичной силы P будет равна $P(l+l_1)/l$, деформация при этом составит $P(l+l_1)/(cl)$. Из подобных треугольников можно получить

$$\frac{\delta'_{11}}{(l+l_1)/(cl)} = \frac{l+l_1}{l}, \quad \delta'_{11} = \frac{(l+l_1)^2}{cl^2}, \quad \delta'_{21} = \frac{\delta'_{11}}{l+l_1} = \frac{l+l_1}{cl^2}.$$

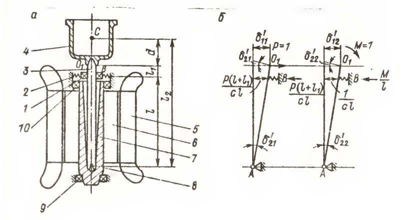


Рис.92.

Под действием единичного момента также возникают реакция в опоре B, равная $1/l$, и деформация $1/(cl)$. Из подобных треугольников

$$\frac{\delta'_{12}}{1/(cl)} = \frac{l+l_1}{l}, \quad \delta'_{12} = \frac{l+l_1}{cl^2}, \quad \delta'_{22} = \frac{\delta'_{12}}{l+l_1} = \frac{1}{cl^2}.$$

К коэффициентам влияния, характеризуемым наличием податливой опоры, добавим коэффициенты влияния, характеризуемые податливостью шпинделя центрифуги:

$$\delta^{(п)}_{11} = \delta'_{11} + \delta_{11}, \qquad \delta^{(п)}_{12} = \delta'_{12} + \delta_{12},$$

$$\delta^{(п)}_{21} = \delta'_{21} + \delta_{21} = \delta^{(п)}_{12}, \qquad \delta^{(п)}_{22} = \delta'_{22} + \delta_{22}.$$

Соответственно нужно ввести коррективы в формулы, учитывающие расстояние от точки крепления до центра тяжести центрифуги:

$$\delta_{1c}^{(n)} = \delta_{11}^{(n)} + \delta_{12}^{(n)} d, \quad \delta_{2c}^{(n)} = \delta_{21}^{(n)} + \delta_{22}^{(n)} d.$$

Тогда зависимости для прогиба и угла поворота примут вид

$$y = \delta_{1c}^{(n)} m\omega^2 y_c - \delta_{12}^{(n)} (J_0 - J_э)\omega^2 \varphi,$$
$$\varphi = \delta_{2c}^{(n)} m\omega^2 J_c - \delta_{22}^{(n)} (J_0 - J_э)\omega^2 \varphi.$$

Так как $y_c = y_0 + \varphi d$, а

$$A_n = m(J_0 - J_э)(\delta_{1c}^{(n)} \delta_{22}^{(n)} - \delta_{2c}^{(n)} \delta_{12}^{(n)}),$$
$$B_n = \delta_{22}^{(n)} (J_0 - J_э) - m(\delta_{1c}^{(n)} + \delta_{2c}^{(n)} d),$$

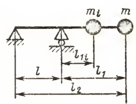
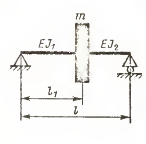
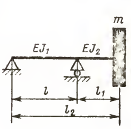
уравнение частот можно записать в таком виде: $A_n \omega^4 - B_n \omega^2 - 1 = 0$.

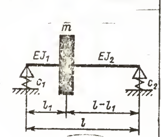
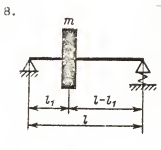
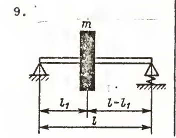
Решая данное уравнение, находим значения критической скорости данной системы. В табл.8 приведены коэффициенты влияния для различного конструктивного оформления валов быстровращающихся систем (моменты инерции масс тел вращения см. в [20]).

Таблица 8

Расчетная схема	Коэффициенты влияния для валов
С сосредоточенными массами	
1. Схема: EJ_1, d, m, EJ_2; l_1; l	$\delta_{11} = \dfrac{l_1^3 (l - l_1)^2}{3EJ_1 l^2} + \dfrac{l_1^2 (l - l_1)^3}{3EJ_2 l^3}$. При $J_1 = J_2 = J = \dfrac{\pi d^4}{64}$ $\delta_{11} = \dfrac{l_1^2 (l - l_1)^2}{3EJl}$.
2. Схема: m_1, m_i; l_1; l_i; l	$\delta_{11(1)} = \dfrac{l_1^2 (l - l_1)^2}{3EJl}$, $\delta_{11(i)} = \dfrac{l_i^2 (l - l_i)^2}{3EJl}$.
3. Схема: EJ_1, EJ_2, m; l, l_1; l_2	$\delta_{11} = \dfrac{l l_1^2}{3EJ_1} + \dfrac{l_1^3}{3EJ_2}$. При $J_1 = J_2 = \dfrac{\pi d^4}{64}$ $\delta_{11} = \dfrac{l_2 l_1^2}{3EJ}$.

Продолжение табл.8

Расчетная схема	Коэффициенты влияния для валов
4.  	$\delta_{11(1)} = \dfrac{l_2 l_1^2}{3EJ}$, $\delta_{11(i)} = \dfrac{(l+l_{1i})^2 l_{1i}^2}{3EJ}$, $J = \text{const}$.
5.  	С диском $\delta_{11} = \dfrac{l_1^3(l-l_1)^2}{3EJ_1 l^2} + \dfrac{l_1^2(l-l_1)^3}{3EJ_2 l^2}$, $\delta_{12} = \delta_{21} = \dfrac{l(l-l_1)^3}{3EJ_2 l^2} - \dfrac{l_1^3(l-l_1)}{3EJ_1 l^2}$, $\delta_{22} = \dfrac{l_1^3}{3EJ_1 l^2} + \dfrac{(l-l_1)}{3EJ_2 l^2}$. При $J_1 = J_2 = J$ $\delta_{11} = \dfrac{l_1^2(l-l_1)^2}{3EJl}$, $\delta_{12} = \dfrac{l_1(l-l_1)(l-2l_1)}{3EJl}$, $\delta_{22} = \dfrac{l_1^3+(l-l_1)^3}{3EJl^2}$.
6.  	$\delta_{11} = \dfrac{l l_1^2}{3EJ_1} + \dfrac{l_1^3}{3EJ_2}$, $\delta_{12} = \delta_{21} = \dfrac{l l_1}{3EJ_1} + \dfrac{l_1^2}{2EJ_2}$, $\delta_{22} = \dfrac{l}{3EJ_1} + \dfrac{l_1}{2EJ_2}$. При $J_1 = J_2 = J$ $\delta_{11} = \dfrac{l_2 l_1^2}{3EJ}$, $\delta_{12} = \dfrac{l_1(2l+3l_1)}{6EJ}$, $\delta_{22} = \dfrac{l+3l_1}{3EJ}$.

Расчетная схема	Коэффициенты влияния для валов
7. На податливых опорах	
	$\delta_{11}^{(п)}=\delta'_{11}+\tilde{\delta}_{11}$, $\delta_{12}^{(п)}=\delta'_{12}+\tilde{\delta}_{12}$, $\delta_{22}^{(п)}=\delta'_{22}+\delta_{22}$, $\delta'_{11}=\left(\frac{l_1}{lc_1}-\frac{l-l_1}{lc_2}\right)\frac{l_1}{l}+\frac{l-l_1}{lc_1}$, $\delta'_{12}=\left(\frac{1}{lc_2}+\frac{1}{lc_1}\right)\frac{l_1}{l}-\frac{1}{lc_2}$, $\delta'_{22}=\frac{1}{l^2}\left(\frac{1}{c_1}+\frac{1}{c_2}\right)$, $\delta_{11}, \delta_{22}, \delta_{12}$ см. п.5.
8. 	То же, что и в п.7, но $c_1 \to \infty$, $\delta'_{11}=\frac{l_1^2}{l^2c_2}$, $\delta'_{22}=\frac{1}{l^2c_2}$, $\delta'_{12}=\delta'_{21}=\frac{l_1}{l^2c_2}$.
9. 	То же, что и в п.7, но $EJ_1=EJ_2\to\infty$, $\delta_{11}=\delta_{22}=\delta_{12}=0$.

Расчетная схема	Коэффициенты влияния валов
10. m; c_1, c_2; l_1, $l-l_1$, l	То же, что и в п.8, но $EJ_1 = EJ_2 \to \infty$, $\delta_{11} = \delta_{22} = \delta_{12} = 0$.
11. m; c_2; l, l_1, l_2	$\delta_{11}^{(n)} = \delta_{11}' + \delta_{11}$, $\delta_{12}^{(n)} = \delta_{12}' + \delta_{12}$, $\delta_{22}^{(n)} = \delta_{22}' + \delta_{22}$, $\delta_{11}' = \frac{l_2^2}{l^2 c_2}$, $\delta_{12}' = \frac{l_2}{l^2 c_2} = \delta_{21}'$, $\delta_{22}' = \frac{1}{l^2 c_2}$, δ_{11}, δ_{12}, δ_{22} – см. п.6.
12. m; c_2; l, l_1, l_2	То же, что и в п.11, но $EJ_1 = EJ_2 = EJ \to \infty$, $\delta_{11} = \delta_{22} = \delta_{12} = 0$.

6.2. Расчет бобинодержателей

Бобинодержатели применяются для приема сформированных синтетических и стеклянных нитей со скоростью 10–100 м/с.

Бобинодержатели могут иметь бесфикционный регулируемый и нерегулируемый приводы, а также привод от фрикционного цилинд-

ра. Регулирование частоты вращения бобинодержателя с бесфрикционным приводом по мере изменения диаметра намотки необходимо для получения постоянной скорости наматывания, а следовательно, постоянной толщины нити. Регулирование скорости может производиться электрическим или механическим способом.

В некоторых случаях при бесфрикционном приводе возможность регулирования скорости бобинодержателя отсутствует, что в значительной степени упрощает конструкцию, но приводит к необходимости наматывать очень маленькую по объему паковку и накладывать нить на коническую поверхность со сдвигом слоев. Такой способ применяется на агрегатах для формования стеклянной текстильной нити.

В связи со сложностью регулирования скорости бобины широкое распространение получили бобинодержатели, приводимые во вращение от фрикционного цилиндра. Они различаются по способу их установки или крепления, по расположению относительно оси машин, по количеству принимаемых нитей и способу крепления патрона.

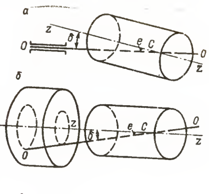
6.2.1. Критические скорости бобинодержателя

Бобинодержатели машин для формования стеклянных волокон в отличие от машин для формования синтетических волокон являются не только приемными, но и вытяжными механизмами. В стеклопрядильных агрегатах отсутствуют прядильные диски, и замасленное волокно наматывается непосредственно на патроны. Большая частота вращения (до 7000 мин$^{-1}$) бобинодержателя, а также наматывание стеклянного волокна, имеющего плотность 2,54 Г/см^3, требуют особого внимания к его конструкции.

Устойчивое (без колебаний) вращение бобинодержателя является необходимым условием нормальной работы механизма вытяжки и намотки. Для уменьшения нагрузок на подшипники вводится упругое крепление корпуса бобинодержателя.

Рассмотрим упругое крепление бобинодержателя к поворотному диску. Если ось бобинодержателя закреплена жестко (рис.93, *а*), а центр тяжести *с* его не лежит на геометрической оси вращения *OO* (имеется эксцентриситет *e*, при этом главная ось инерции *zz* образует угол δ с геометрической осью *OO*), то наступает статическая и динамическая неуравновешенность. Возникающие при вращении центробежные силы вызывают повышенную вибрацию. Если ось

OO расположить в упругой опоре, то бобинодержатель устанавливается в пространстве, как показано на рис.93,*б*, т.е. он начинает вращаться относительно главной оси инерции. Точки геометрической оси описывают при этом замкнутые кривые, деформируя упругую опору. С увеличением угловой скорости наступает самоцентрирование, причем этому в значительной степени способствует гироскопический момент.



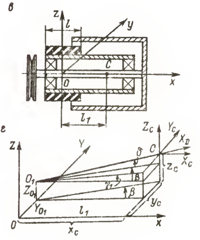


Рис.93.

Принимая во внимание научные труды по динамике быстровращающихся роторов [16], исследуем колебания бобинодержателя, закрепленного в одной опоре, с учетом гироскопического момента и вязкого трения [25].

Проведем неподвижные оси координат X, Y, Z из центра упругой опоры в положение статического равновесия (рис.93,*в*). Упругая опора позволяет бобинодержателю перемещаться вдоль осей X, Y, Z, а также вращаться относительно этих же осей. Однако перемещением вдоль оси X можно пренебречь, т.е. бобинодержатель обладает пятью степенями свободы.

При проведении исследования считаем, что: а) сила упругости пропорциональна деформации упругого элемента, б) упругая опора крепится к поворотному диску жестко, в) деформация упругого элемента распространяется практически мгновенно и равно-

мерно без разряжений и уплотнений, г) сила сопротивления пропорциональна скорости смещения массы.

Обозначим жесткость упругой опоры при сжатии и растяжении $c_{сж}$, а при повороте (изгибе) – $c_и$. Единица жесткости $c_{сж}$ – ньютон на сантиметр, а $c_и$ – ньютон-сантиметр. Кроме того, обозначим постоянный коэффициент, характеризующий трение в опоре при сжатии, h_1, а при изгибе – h_2. Эти коэффициенты выражают величину силы сопротивления, развивающуюся при скорости движения, равной единице. Величина J_0 – полярный момент инерции массы или момент инерции вращающихся частей бобинодержателя относительно продольной оси симметрии, а $J_э$ – экваториальный момент инерции или момент инерции массы вращающихся и покачивающихся частей бобинодержателя относительно поперечной оси симметрии, проходящей через центр инерции C.

В процессе вращения бобинодержателя возникают динамические перемещения. Проекции динамического перемещения упругой опоры обозначим y, z, а проекции перемещения центра инерции $C - y_C$, z_C (рис.93,*г*), β – угол между проекцией оси бобинодержателя на плоскость XY и осью X, γ – угол между осью ротора и ее проекцией на плоскость XZ. Этот угол γ с точностью до величин первого порядка малости включительно равен γ_1.

Движение бобинодержателя можно представить в виде поступательного движения вместе с центром инерции и вращательного относительно этого центра. Для определения поступательного движения бобинодержателя воспользуемся законом движения центра инерции системы, а для вращательного движения вокруг центра инерции – законом моментов.

Обозначив массу вращающихся и колеблющихся частей бобинодержателя через m, можно записать:

$$m\ddot{y}_C + h_1\dot{y}_C + c_{сж}\,y_C + \frac{c_и\beta}{l_1} + \frac{h_2\dot{\beta}}{l_1} = 0,$$
$$m\ddot{z}_C + h_1\dot{z}_C + c_{сж}\,z_C + \frac{c_и\gamma}{l_1} + \frac{h_2\dot{\gamma}}{l_1} = 0. \qquad (6.6)$$

Для определения относительного вращения бобинодержателя по отношению к центру инерции изобразим расположение осей (рис. 93,*г*). Примем правую систему координат.

Ось O_1X_D – главная ось инерции, положение которой определяется углами β и γ и координатами y_{01} и z_{01} ($O_1 \in ZOY$). На-

чало координат подвижной системы $X_C Y_C Z_C$ совпадает с центром инерции бобинодержателя C.

Отложим угловую скорость $\dot{\varphi}$ по оси X_C, $\dot{\gamma}$ – по оси Y_C, $\dot{\beta}$ – по оси Z_C.

Составляющая количества движения вокруг оси X_C будет $J_0\dot{\varphi}$, вокруг осей Z_C и Y_C – соответственно $J_э\dot{\gamma}$ и $J_э\dot{\beta}$. Спроектируем составляющие на неподвижные оси X, Y, Z. С точностью до бесконечно малых первого порядка малости находим $J_0\ddot{\varphi}$, $J_0\dot{\varphi}\beta - J_э\dot{\gamma}$, $J_0\dot{\varphi}\gamma + J_э\beta$. На основании закона об изменении момента количества движения для осей X_C, Y_C, Z_C запишем соответственно

$$\frac{d}{dt}(J_0\dot{\varphi}) = L_{x_C}, \quad \frac{d}{dt}(J_0\dot{\varphi}\beta - J_э\dot{\gamma}) = L_{y_C}, \quad \frac{d}{dt}(J_0\dot{\varphi}\gamma + J_э\dot{\beta}) = L_{z_C}, \qquad (6.7)$$

где L_{x_C}, L_{y_C}, L_{z_C} – главные моменты внешних сил относительно осей X_C, Y_C, Z_C.

Так как сумма моментов внешних сил относительно оси X_C равна нулю ($L_{x_C} = 0$), то $\ddot{\varphi} = 0$, или $\dot{\varphi} = \omega = const$. Тогда на основании второго и третьего уравнений (6.7) имеем

$$\begin{aligned} &J_0\omega\dot{\beta} - J_э\ddot{\gamma} = h_2\dot{\gamma} + c_и\gamma - c_{сж}l_1 z - h_1 l_1\dot{z}, \\ &J_0\omega\dot{\gamma} + J_э\ddot{\beta} = -h_2\dot{\beta} - c_и\beta + c_{сж}l_1 y + h_1 l_1\dot{y}. \end{aligned} \qquad (6.8)$$

Выразим проекции перемещения центра инерции через координаты перемещения упругой опоры и углы поворота оси бобинодержателя (рис.93):

$$y_C = y + l_1\beta, \qquad z_C = z + l_1\gamma. \qquad (6.9)$$

Подставляя в уравнения (6.6), (6.8) значения (6.9), получаем четыре линейных однородных дифференциальных уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами, определяющие свободные колебания системы:

$$\begin{aligned} &m(\ddot{y} + l_1\ddot{\beta}) + h_1\dot{y} + c_{сж}y + \frac{c_и\beta}{l_1} + \frac{h_2\dot{\beta}}{l_1} = 0, \\ &m(\ddot{z} + l_1\ddot{\gamma}) + h_1\dot{z} + c_{сж}z + \frac{c_и\gamma}{l_1} + \frac{h_2\dot{\gamma}}{l_1} = 0, \\ &-J_э\ddot{\gamma} + J_0\omega\dot{\beta} - h_2\dot{\gamma} - c_и\gamma + c_{сж}l_1 z + h_1 l_1\dot{z} = 0, \\ &J_э\ddot{\beta} + J_0\omega\dot{\gamma} + h_2\dot{\beta} + c_и\beta - c_{сж}l_1 y - h_1 l_1\dot{y} = 0. \end{aligned} \qquad (6.10)$$

При вращении бобинодержателя со стеклянным волокном возникает статическая и динамическая неуравновешенность. Обозначим эксцентриситет e, а малый угол наклона главной оси инерции к оси вращения δ. Проведем плоскость (рис.94), перпендикулярную оси симметрии ротора и проходящую через центр тяжести, от-

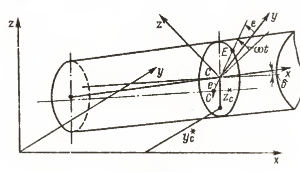


Рис.94.

метим проекции координат точки пересечения плоскости с осью вращения y_c и z_c и проекции координат центров тяжести y_c^* и z_c^*. Угол наклона прямой, проходящей через центр тяжести и ось вращения, к плоскости xy обозначим ωt. Тогда согласно [16] можно записать

$$y_c^* = y_c + e\cos\omega t, \quad z_c^* = z_c + e\sin\omega t.$$

Спроектируем главную центральную ось инерции на плоскость xy и обозначим угол между этой проекцией и осью x через β^* (напомним, что угол между проекцией геометрической оси на плоскость xy и осью x ранее был обозначен β). Зависимость между этими углами можно определить следующим равенством:

$$\beta^* = \beta + \delta\cos(\omega t - \varepsilon), \tag{6.11}$$

где ε - угол между плоскостью, в которой лежит угол δ, и координатной плоскостью xy.

Аналогично обозначим γ^* - угол между проекцией главной центральной оси на плоскость xz и осью x (угол между проекцией геометрической оси на плоскость xz и осью x ранее был обозначен γ). Тогда

$$\gamma^* = \gamma + \delta \sin(\omega t - \varepsilon). \qquad (6.12)$$

Подставим в найденные уравнения значения y_c и z_c из (6.9):

$$y_c^* = y + l_1\beta + e\cos\omega t, \qquad z_c^* = z + l_1\gamma + e\sin\omega t. \qquad (6.13)$$

Дважды продифференцируем (6.11)-(6.13) и подставим полученные выражения в уравнения движения бобинодержателя (6.10):

$$m(\ddot y + l_1\ddot\beta - e\omega^2\cos\omega t) + c_{сж}y + \frac{c_и\beta}{l_1} + h_1\dot y + \frac{h_2\dot\beta}{l_1} = 0,$$

$$m(\ddot z + l_1\ddot\gamma - e\omega^2\sin\omega t) + c_{сж}z + \frac{c_и\gamma}{l_1} + h\dot z + \frac{h_2\dot\gamma}{l_1} = 0,$$

$$-J_э[\ddot\gamma - \delta\omega^2\sin(\omega t-\varepsilon)] + J_0\omega[\dot\beta - \delta\omega\sin(\omega t-\varepsilon)] - c_и\gamma + c_{сж}l_1 z - h_2\dot\gamma + h_1 l_1\dot z = 0,$$

$$J_э[\ddot\beta - \delta\omega^2\cos(\omega t-\varepsilon)] + J_0\omega[\dot\gamma + \delta\omega\cos(\omega t-\varepsilon)] + c_и\beta - c_{сж}l_1 y + h_2\dot\beta - h_1 l_1\dot y = 0.$$

Раскроем скобки и сделаем соответствующие преобразования:

$$\begin{aligned} &m(\ddot y + l_1\ddot\beta) + c_{сж}y + \frac{c_и\beta}{l_1} + h_1\dot y + \frac{h_2\dot\beta}{l_1} = me\omega^2\cos\omega t,\\ &m(\ddot z + l_1\ddot\gamma) + c_{сж}z + \frac{c_и\gamma}{l_1} + h_1\dot z + \frac{h_2\dot\gamma}{l_1} = me\omega^2\sin\omega t,\\ &-J_э\ddot\gamma + J_0\omega\dot\beta - c_и\gamma + c_{сж}l_1 z - h_2\dot\gamma + h_1 l_1\dot z = -(J_э - J_0)\delta\omega^2\sin(\omega t-\varepsilon),\\ &J_э\ddot\beta + J_0\omega\dot\gamma + c_и\beta - c_{сж}l_1 y + h_2\dot\beta - h_1 l_1\dot y = (J_э - J_0)\delta\omega^2\cos(\omega t-\varepsilon). \end{aligned} \qquad (6.14)$$

Рассматривая вынужденные колебания бобинодержателя, будем искать частное решение в виде

$$\begin{aligned} y &= a_1\cos\omega t + b_1\sin\omega t,\\ z &= a_2\sin\omega t + b_2\cos\omega t,\\ \beta &= a_3\cos\omega t + b_3\sin\omega t,\\ \gamma &= a_4\sin\omega t + b_4\cos\omega t. \end{aligned} \qquad (6.15)$$

Продифференцируем дважды эти выражения и подставим их в уравнения (6.14). Далее, приравняв отдельно коэффициенты при $\cos\omega t$ и $\sin\omega t$, получим две системы алгебраических уравнений:

$$(c_{сж} - m\omega^2)a_1 + \left(\frac{c_и}{l_1} - ml_1\omega^2\right)a_3 + h_1\omega b_1 + \frac{h_2}{l_1}\omega b_3 = me\omega^2,$$

$$(c_{сж} - m\omega^2)a_2 + \left(\frac{c_и}{l_1} - ml_1\omega^2\right)a_4 - h_1\omega b_2 - \frac{h_2}{l_1}\omega b_4 = me\omega^2,$$

$$(J_э\omega^2 - c_и)a_4 - J_0\omega^2 a_3 + c_{сж}l_1 a_2 + h_2\omega b_4 - h_1\omega l_1 b_3 = -(J_э - J_0)\delta\omega^2\cos\varepsilon,$$

$$-(J_э\omega^2 - c_и)a_3 + J_0\omega^2 a_4 - c_{сж}l_1 a_1 + h_2\omega b_3 - h_1 l_1\omega b_1 = (J_э - J_0)\delta\omega^2\cos\varepsilon,$$

$$(c_{сж}-m\omega^2)b_1+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)b_3-h_1\omega\alpha_1-\frac{h_2}{l_1}\omega\alpha_3=0,$$
$$(c_{сж}-m\omega^2)b_2+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)b_4+h_1\omega\alpha_2+\frac{h_2}{l_1}\omega\alpha_4=0,$$
$$(J_э\omega^2-c_и)b_4+J_0\omega^2b_3+c_{сж}l_1b_2-h_2\omega\alpha_4+h_1l_1\omega\alpha_2=(J_э-J_0)\delta\omega^2\sin\varepsilon,$$
$$-(J_э\omega^2-c_и)b_3-J_0\omega^2b_4-c_{сж}l_1b_1-h_2\omega\alpha_3+h_1l_1\omega\alpha_1=(J_э-J_0)\delta\omega^2\sin\varepsilon.$$

Для определения восьми постоянных, удовлетворяющих системе дифференциальных уравнений, преобразуем эти системы, складывая и вычитая в каждой из них первое и второе уравнения, а также третье и четвертое:

$$(c_{сж}-m\omega^2)(\alpha_1-\alpha_2)+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)(\alpha_3-\alpha_4)+h_1\omega(b_1+b_4)+\frac{h_2\omega}{l_1}(b_3+b_4)=0,$$
$$-c_{сж}l_1(\alpha_1-\alpha_2)-[(J_э+J_0)\omega^2-c_и](\alpha_3-\alpha_4)-h_1\omega l_1(b_1+b_2)+h_2\omega(b_3+b_4)=0,$$
$$(c_{сж}-m\omega^2)(\alpha_1+\alpha_2)+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)(\alpha_3+\alpha_4)+h_1\omega(b_1-b_2)+\frac{h_2\omega}{l_1}(b_3-b_4)=2me\omega^2,$$
$$c_{сж}l_1(\alpha_1+\alpha_2)+[(J_э-J_0)\omega^2-c_и](\alpha_3+\alpha_4)+h_1\omega l_1(b_1-b_2)-h_2\omega(b_3-b_4)=-2(J_э-J_0)\delta\omega^2\cos\varepsilon,$$
$$(c_{сж}-m\omega^2)(b_1-b_2)+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)(b_3-b_4)-h_1\omega(\alpha_1+\alpha_2)-\frac{h_2\omega}{l_1}(\alpha_3+\alpha_4)=0, \quad (6.16)$$
$$-c_{сж}l_1(b_1-b_2)-[(J_э-J_0)\omega^2-c_и](b_3-b_4)+h_1l_1\omega(\alpha_1+\alpha_2)-h_2\omega(\alpha_3+\alpha_4)=2(J_э-J_0)\delta\omega^2\sin\varepsilon,$$
$$(c_{сж}-m\omega^2)(b_1+b_2)+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)(b_3+b_4)-h_1\omega(\alpha_1-\alpha_2)-\frac{h_2\omega}{l_1}(\alpha_3-\alpha_4)=0,$$
$$c_{сж}l_1(b_1+b_2)+[(J_э-J_0)\omega^2-c_и](b_3-b_4)-h_1\omega l_1(\alpha_1-\alpha_2)+h_2\omega(\alpha_3-\alpha_4)=0.$$

Используя два первых и два последних уравнения (6.16), составим определитель из членов, стоящих при постоянных $\alpha_1-\alpha_2$, $\alpha_4-\alpha_3$, b_1+b_2, b_4+b_3:

$$\begin{vmatrix} (c_{сж}-m\omega^2) & \left(\frac{c_и}{l_1}-m_1l_1\omega^2\right) & h_1\omega & \frac{h_2\omega}{l_1} \\ -c_{сж}l_1 & -[(J_э-J_0)\omega^2-c_и] & -h_1\omega l_1 & h_2\omega \\ -h_1'\omega & -\frac{h_2\omega}{l_1} & (c_{сж}-m\omega^2) & \left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right) \\ -h_1\omega l_1 & h_2\omega & c_{сж}l_1 & [(J_э-J_0)\omega^2-c_и] \end{vmatrix}$$

Обозначим этот определитель $f_1(\omega)$.

Если предположить, что выражение $f_1(\omega)$ не равно нулю, то система алгебраических уравнений имеет решение $\alpha_1=\alpha_2$, $b_1=-b_2$, $\alpha_3=\alpha_4$, $b_3=-b_4$. Подставим эти значения во вторую и четвертую пару уравнений (6.16):

$$(c_{сж}-m\omega^2)a_1+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)a_3+h_1\omega b_1+\frac{h_2\omega}{l_1}b_3=me\omega^2,$$

$$c_{сж}l_1a_1+\left[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\right]a_3+h_1\omega l_1b_1-h_2\omega b_3=-(J_э-J_0)\delta\omega^2\cos\varepsilon, \qquad (6.17)$$

$$(c_{сж}-m\omega^2)b_1+\left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right)b_3-h_1\omega a_1-\frac{h_2\omega}{l_1}a_3=0,$$

$$-c_{сж}l_1b_1-\left[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\right]b_3+h_1l_1\omega a_1-h_2\omega a_3=(J_э-J_0)\delta\omega^2\sin\varepsilon.$$

Составим определитель из членов, стоящих при постоянных a_1, a_3, b_1, b_3:

$$\begin{vmatrix} (c_{сж}-m\omega^2) & \left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right) & h_1\omega & \frac{h_2\omega}{l_1} \\ c_{сж}l_1 & \left[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\right] & h_1\omega l_1 & h_2\omega \\ -h_1\omega & -\frac{h_2\omega}{l_1} & (c_{сж}-m\omega^2) & \left(\frac{c_и}{l_1}-ml_1\omega^2\right) \\ h_1l_1\omega & -h_2\omega & -c_{сж}l_1 & -\left[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\right] \end{vmatrix}. \qquad (6.18)$$

Обозначим данный определитель $f_2(\omega)$.

Если $f_2(\omega)$ не равно нулю, то искомые постоянные можно найти, пользуясь теорией определителей. Например,

$$a_1=D_1/f_2(\omega), \qquad (6.19)$$

где D_1 – определитель, получающийся из системы (6.17) заменой столбца, составленного из коэффициентов при неизвестном a_1, столбцом, составленным из свободных членов. Тогда

$$D_1=\begin{vmatrix} me\omega^2 & (c_{сж}-ml_1\omega^2) & h_1\omega & h_2\omega/l_1 \\ -(J_э-J_0)\delta\omega^2\cos\varepsilon & \left[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\right] & h_1\omega l_1 & -h_2\omega \\ 0 & -h_2\omega/l_1 & (c_{сж}-m\omega^2) & (c_и/l_1-ml_1\omega^2) \\ (J_э-J_0)\delta\omega^2\sin\varepsilon & -h_2\omega & -c_{сж}l_1 & -\left[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\right] \end{vmatrix}.$$

Аналогично можно найти

$$a_3=D_2/f_2(\omega), \quad b_1=D_3/f_2(\omega), \quad b_3=D_4/f_2(\omega). \qquad (6.20)$$

Введем новые обозначения

$$a_1=a_2=A\cos\mu, \; a_3=a_4=B\cos\eta, \; b_1=-b_2=A\sin\mu, \; b_3=-b_4=B\sin\eta.$$

Тогда $\quad A=\sqrt{D_1^2+D_3^2}/f_2(\omega), \quad \mu=\mathrm{arctg}\,(D_3/D_1),$

$$B=\sqrt{D_2^2+D_4^2}/f_2(\omega), \quad \eta=\mathrm{arctg}\,(D_4/D_2).$$

В данном случае уравнения (6.15) примут вид

$$y = A\cos(\omega t - \mu), \quad z = A\sin(\omega t - \mu),$$
$$\beta = B\cos(\omega t - \eta), \quad \gamma = B\sin(\omega t - \eta).$$

Рассматривая эти уравнения, можно прийти к выводу, что ось бобинодержателя совершает прямую круговую прецессию с угловой скоростью ω.

Определим постоянные a_1, a_3, b_1 и b_3 из выражений (6.19)-(6.20) при неограниченном увеличении угловой скорости бобинодержателя:

$$\lim_{\omega \to \infty} a_1 = -e + \delta l_1 \cos\varepsilon, \qquad \lim_{\omega \to \infty} a_3 = -\delta\cos\varepsilon,$$
$$\lim_{\omega \to \infty} b_1 = l_1\delta\sin\varepsilon, \qquad \lim_{\omega \to \infty} b_3 = -\delta\sin\varepsilon. \tag{6.21}$$

Для вычислений предельных значений координат упругой опоры и углов поворота оси бобинодержателя подставим полученные значения в уравнения (6.15):

$$y = \delta l_1 \cos(\omega t - \varepsilon) - e\cos\omega t + \varphi_1(\omega, t),$$
$$z = \delta l_1 \sin(\omega t - \varepsilon) - e\sin\omega t + \varphi_2(\omega, t),$$
$$\beta = -\delta\cos(\omega t - \varepsilon) + \varphi_3(\omega, t),$$
$$\gamma = -\delta\sin(\omega t - \varepsilon) + \varphi_4(\omega, t), \tag{6.22}$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ стремятся к 0 при $\omega \to +\infty$.

Далее подставим эти предельные значения в уравнения проекций координат центра инерции бобинодержателя (6.11)-(6.13):

$$\lim_{\omega \to \infty} y_c^* = 0, \quad \lim_{\omega \to \infty} z_c^* = 0, \quad \lim_{\omega \to \infty} \beta^* = 0, \quad \lim_{\omega \to \infty} \gamma^* = 0.$$

Таким образом, неограниченное увеличение частоты вращения бобинодержателя в одной упругой опоре при наличии вязкого трения в ней позволяет достичь полного самоцентрирования.

Определение критических скоростей при упругодемпферной опоре вызывает значительные трудности. Прежде всего выводится формула амплитуды вынужденных колебаний бобинодержателя, затем берется производная и приравнивается нулю для вычисления угловой скорости, соответствующей максимальной амплитуде колебаний или резонансу. При этом получаются очень громоздкие выкладки. Целесообразнее в выражении для $f_2(\omega)$ (6.18) приравнять нулю h_1 и

h_2 и получить простые выражения для определения критических скоростей. На основании теории колебаний можно утверждать, что полученные по этим формулам значения будут несколько завышенными по сравнению с действительными.

При отсутствии демпфирования в опоре решение системы дифференциальных уравнений (6.14) приводит к выражению

$$f_2'(\omega) = (c_{сж} - m\omega^2)[(J_э - J_0)\omega^2 - c_и] - (c_{сж} c_и - c_{сж} m l_1^2 \omega^2).$$

Если $f_2'(\omega)$ не равно нулю, то искомые постоянные можно найти, пользуясь теорией определителей:

$$a_1^* = \frac{me\omega^2[(J_э - J_0)\omega^2 - c_и] + (J_э - J_0)\delta\omega^2(c_и/l_1 - ml_1\omega^2)\cos\varepsilon}{f_2'(\omega)},$$

$$a_3^* = \frac{-(c_{сж} - m\omega^2)(J_э - J_0)\delta\omega^2\cos\varepsilon - c_{сж} l_1 me\omega^2}{f_2'(\omega)},$$

$$b_1^* = \frac{(J_э - J_0)\delta\omega^2(c_и/l_1 - ml_1\omega^2)\sin\varepsilon}{f_2'(\omega)}, \qquad (6.23)$$

$$b_3^* = \frac{-(c_{сж} - m\omega^2)(J_э - J_0)\delta\omega^2\sin\varepsilon}{f_2'(\omega)}.$$

Введем новые обозначения

$$a_1^* = a_2^* = A_1\cos\mu_1,\ a_3^* = a_4^* = B_1\cos\eta_1,\ b_1^* = -b_2^* = A_1\sin\mu_1,\ b_3^* = -b_4^* = B_1\sin\eta_1,$$

тогда

$$A_1 = \sqrt{a_1^{*2} + b_1^{*2}}, \quad \mu_1 = \operatorname{arctg}(b_1^*/a_1^*), \qquad (6.24)$$

$$B_1 = \sqrt{a_3^{*2} + b_3^{*2}}, \quad \eta_1 = \operatorname{arctg}(b_3^*/a_3^*).$$

Частное решение ищем в виде

$$y = A_1\cos(\omega t - \mu_1), \quad z = A_1\sin(\omega t - \mu_1),$$

$$\beta = B_1\cos(\omega t - \eta_1), \quad \gamma = B_1\sin(\omega t - \eta_1). \qquad (6.25)$$

Определим критическую скорость бобинодержателя. Резонанс наступает, когда значение $f_2'(\omega) = 0$:

$$f_2'(\omega) = (c_{сж} - m\omega^2)[(J_э - J_0)\omega^2 - c_и] - [c_{сж} c_и - c_{сж} m l_1^2 \omega^2] = 0. \quad (6.26)$$

При $J_э > J_0$ уравнение (6.26) будет иметь два положительных вещественных корня, а при $J_э < J_0$ – один. Решив это уравнение, можно найти

$$\omega=\left[0,5\left(\frac{c_{сж}}{m}+\frac{c_и}{(J_э-J_0)}+\frac{c_{сж}l_1^2}{(J_э-J_0)}\right)\pm\left[0,25\left(\frac{c_{сж}}{m}+\frac{c_и}{(J_э-J_0)}+\frac{c_{сж}l_1^2}{(J_э-J_0)}\right)-\frac{2c_{сж}c_и}{(J_э-J_0)}\right]^{1/2}\right]^{1/2}.$$

6.2.2. Определение реакций в опорах

Определим амплитуду вынужденных колебаний шпинделя в опоре $A_ш=\sqrt{y^2+z^2}$.

При отсутствии демпфирования $A_ш^{(0)}=\sqrt{a_1^{*2}+b_1^{*2}}$, или

$$A_ш^{(0)}=\Big[\Big\{m^2e^2\omega^4\big[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\big]^2+2me\omega^2\big[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\big](J_э-J_0)\delta\omega^2\Big(\frac{c_и}{l_1}-m l_1\omega^2\Big)\cos\varepsilon+(J_э-J_0)^2\delta^2\omega^4\Big(\frac{c_и}{l_1}-m l_1\omega^2\Big)^2\Big\}\Big/\Big\{(c_{сж}-m\omega^2)\big[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\big]-(c_{сж}c_и-c_{сж}m l_1^2\omega^2)\Big\}^2\Big]^{1/2}.$$

Далее найдем амплитуду вынужденных колебаний при неограниченном возрастании угловой скорости вращения бобинодержателя:

$$\lim_{\omega\to\infty}A_ш^{(0)}=\sqrt{e^2-2e\delta l_1\cos\varepsilon+\delta^2l_1^2}.$$

Умножив амплитуду колебаний на жесткость опоры, получим значение реакции в опоре при вынужденных колебаниях

$$F=c_{сж}\Big[\Big\{m^2e^2\omega^4\big[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\big]^2+2me\omega^2\big[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\big](J_э-J_0)\delta\omega^2\Big(\frac{c_и}{l_1}-m l_1\omega^2\Big)\cos\varepsilon+(J_э-J_0)^2\delta^2\omega^4\Big(\frac{c_и}{l_1}-m l_1\omega^2\Big)^2\Big\}\Big/\Big\{(c_{сж}-m\omega^2)\big[(J_э-J_0)\omega^2-c_и\big]-(c_{сж}c_и-c_{сж}m l_1^2\omega^2)\Big\}^2\Big]^{1/2}.$$

Аналогично найдем реакцию в опоре при неограниченном увеличении угловой скорости бобинодержателя:

$$\lim_{\omega\to\infty}F=c_{сж}\sqrt{e^2-2e\delta l_1\cos\varepsilon+\delta^2l_1^2}. \qquad (6.27)$$

Для определения реакций в подшипниках составим уравнения движения корпуса бобинодержателя. Удалив ротор, заменим его силовое воздействие на корпус проекциями реакций R_y и R_z и составляющими M_{R_y} и M_{R_z} реактивного момента (рис.95). Начало неподвижной системы координат xyz выбрано в положении статического равновесия корпуса, имеющего четыре степени свободы. Корпус может смещаться поступательно вдоль осей y и z и покачиваться вокруг этих осей.

Рассмотрим малые колебания корпуса в упругой опоре, имеющей жесткость при сжатии $c_{сж}$ и при изгибе $c_и$. Моменты инерции корпуса относительно осей z_1 и y_1, равные между собой, обо-

значим J_1. Следует иметь в виду, что анализируемые колебания являются вынужденными колебаниями корпуса массой m_1 с центром инерции C, расположенным на расстоянии l от центра опоры O. Обозначая текущие координаты точки O_1 через y, z, β, γ и учитывая, что $y_c = y + l\beta$ и $z_c = z + l\gamma$, составляем уравнения равновесия корпуса под действием сил и моментов:

$$m_1(\ddot{y}+l\ddot{\beta})+c_{сж}y+\frac{c_и\beta}{l} = R_y,$$

$$m_1(\ddot{z}+l\ddot{\gamma})+c_{сж}z+\frac{c_и\gamma}{l} = R_z,$$

$$-J_1\ddot{\gamma} - c_и\gamma + c_{сж}zl = M_{R_y},$$

$$J_1\ddot{\beta} + c_и\beta - c_{сж}yl = M_{R_z}.$$

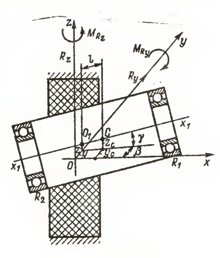


Рис.95.

Движение корпуса подшипников полностью определяется движением самого бобинодержателя, которое описывается уравнением (6.25). Поэтому в приведенную систему уравнений вместо координат корпуса подшипников подставим выражение для координат всего узла. После некоторых преобразований получим

$$\begin{gathered} m_1\left[-A_1\omega^2\cos(\omega t-\mu_1) - lB_1\omega^2\cos(\omega t-\eta_1)\right] + c_{сж}A_1\cos(\omega t-\mu_1) + \\ + (c_и/l)B_1\cos(\omega t-\eta_1) = R_y, \\ m_1\left[-A_1\omega^2\sin(\omega t-\mu_1) - lB_1\omega^2\sin(\omega t-\eta_1)\right] + c_{сж}A_1\sin(\omega t-\mu_1) + \\ + (c_и/l)B_1\sin(\omega t-\eta_1) = R_z, \\ J_1B_1\omega^2\sin(\omega t-\eta_1) - c_иB_1\sin(\omega t-\eta_1) + c_{сж}lA_1\sin(\omega t-\mu_1) = M_{R_y}, \\ -J_1B_1\omega^2\cos(\omega t-\eta_1) + c_иB_1\cos(\omega t-\eta_1) - c_{сж}lA_1\cos(\omega t-\mu_1) = M_{R_z}. \end{gathered} \tag{6.28}$$

Рассматривая формулу (6.27), можно заметить, что реакция, создаваемая упругой резиновой опорой при ω, стремящейся к бесконечности, стремится к определенной конечной величине, а реакции в подшипниках растут из-за инерционных нагрузок, вызванных движением корпуса подшипников. Это следует из того, что в урав-

нении (6.28) первые члены возрастают по мере увеличения угловой скорости бобинодержателя.

Определение реакций в опорах имеет большое значение при исследовании быстровращающихся роторов. Для экспериментального определения реакций в одном из подшипников корпус бобинодержателя *3* (рис.96) был выфрезерован на половине окружности. В ре-

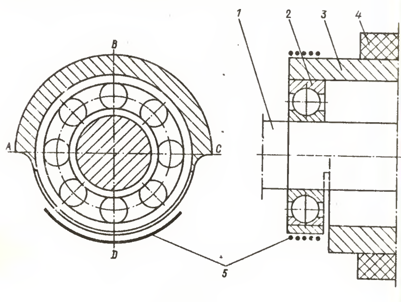


Рис.96.

зультате корпус *3*, соприкасающийся с подшипником *2* по дуге *ADC*, имел стенку толщиной 1 мм. Кроме того, в этой части корпуса прорезался паз на половину диаметра. В результате получилась балочка, охватывающая подшипник на половине его окружности. На эту балочку наклеивались два датчика *5*, два других располагались под углом 180°. Тарировка производилась обычным подвешиванием груза к валу *1* при смонтированном корпусе в упругой опоре *4*.

Для записи реакций в опоре и частоты вращения бобинодержателя была создана специальная установка (рис.97).

Бобинодержатель, состоящий из держателя патрона *1*, корпуса *2* резиновой опоры *3*, крепился к раме *5*, установленной на бетонном полу. Привод бобинодержателя осуществлялся от электродвигателя постоянного тока *8* мощностью 1,4 кВт через ускорительную ременную передачу 7,4. Скорость двигателя *8* регулировалась реостатом *9*. Запись реакций в подшипнике производилась

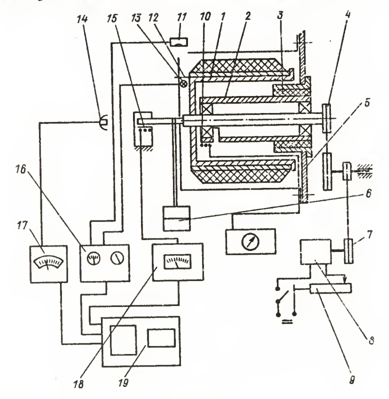


Рис.97.

датчиком *10* через усилитель *18* на осциллографе *19*. Тарировался датчик грузом *6*. Амплитуды колебаний записывались виброметром РВВ-3 (*15*, *16*, *19*).

Частота вращения фиксировалась фотоэлементом *11* от источника света *13*, который перекрывался заслонкой *12*. Кроме того, колебания наблюдались в стробоскопическом освещении лампой *14*.

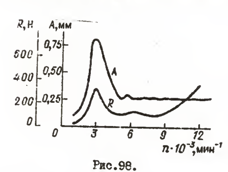


Рис.98.

По полученным осциллограммам в диапазоне 1000–13 000 мин$^{-1}$ построены кривые амплитудно-частотной характеристики бобинодержателя и реакций в опоре, представленные на рис.98. Из рисунка следует, что характер изменения радиальной нагрузки подшипника до 6000 мин$^{-1}$ повторяет характер изменения амплитуды. При дальнейшем увеличении скорости нагрузка сначала уменьшается, достигая минимума около 8000 мин$^{-1}$, а затем возрастает до окончания исследуемого режима. При вращении бобинодержателя в режиме, близком к самоцентрированию, увеличение скорости не вызывает увеличения амплитуды колебаний, тогда как нагрузка в подшипнике непрерывно увеличивается. Это подтверждает теоретические выводы о том, что реакция в подшипниках растет из-за инерционных нагрузок, вызванных движением корпуса подшипников.

6.2.3. Расчет жесткого бобинодержателя, вращающегося в двух упругих опорах

На рис.99 представлена динамическая модель бобинодержателя, вращающегося в двух упругих опорах *2* и *3* с постоянной угловой частотой ω. Ротор *1* представляет собой абсолютно твердое тело массой m. Жесткость и коэффициент поглощения опор равны соответственно c_i и ψ_i (i =1,2). Центр инерции ротора вместе с подшипниками находится в точке C, расположенной на расстоянии l_i (i =1,2) от опор.

Ротор неуравновешен, и его центр инерции смещен на расстояние e от геометрической оси вращения, а главная центральная ось образует угол δ с геометрической осью вращения.

Движение ротора 1 описывается следующими дифференциальными уравнениями [16]:

$$\sum_{i=1}^{2}(m\frac{l_i}{l}\ddot{y}_i+n_i\dot{y}_i+c_iy_i)=me\omega^2\cos\omega t,$$

$$\sum_{i=1}^{2}(m\frac{l_i}{l}\ddot{z}_i+n_i\dot{z}_i+c_iz_i)=me\omega^2\sin\omega t,$$

$$J_э(\ddot{z}_2-\ddot{z}_1)-J_0\omega(\dot{y}_2-\dot{y}_1)+l\sum_{i=1}^{2}l_i(-1)^i(n_i\dot{z}_i+c_iz_i)= \qquad (6.29)$$

$$=-(J_э-J_0)l\omega^2\delta\sin(\omega t-\varepsilon),$$

$$J_э(\ddot{y}_2-\ddot{y}_1)+J_0\omega(\dot{z}_2-\dot{z}_1)-l\sum_{i=1}^{2}l_i(-1)^i(n_i\dot{y}_i+c_iz_i)=$$

$$=(J_э-J_0)l\omega^2\delta\cos(\omega t-\varepsilon),$$

где y_i, z_i (i = 1,2) – проекции динамического смещения опор 2 и 3 на оси координат Oy и Oz; n_i(i = 1,2) – коэффициент сопротивления опор; ε – угол между центробежной силой и плоскостью, в которой лежит угол δ.

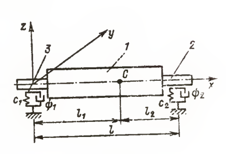


Рис.99.

Частное решение системы (6.29) имеет вид

$$y_i=a_i\cos\omega t+b_i\sin\omega t,\quad z_i=a_i\sin\omega t+b_i\cos\omega t. \qquad (6.30)$$

Значения коэффициентов a_i и b_i определяются решением системы уравнений, полученных подстановкой (6.30) в систему (6.29):

$$\sum_{i=1}^{2}(-1)^i\left\{-a_i\left[(J_э-J_0)\omega^2-c_il_il\right]+b_in_il_il\omega\right\}=(J_э-J_0)\omega^2\delta l\cos\varepsilon,$$

$$\sum_{i=1}^{2}(-1)^i\left\{a_in_il_il\omega+b_i\left[(J_э-J_0)\omega^2-c_il_il\right]\right\}=-(J_э-J_0)\omega^2\delta l\sin\varepsilon, \qquad (6.31)$$

$$\sum_{i=1}^{2}\left[-a_i(m\frac{l_i}{l}-l_i)+b_in_i\omega\right]=me\omega^2,$$

$$\sum_{i=1}^{2}\left[a_in_i\omega+b_i(m\frac{l_i}{l}-l_i)\right]=0.$$

Система (6.31) будет иметь решение, если ее определитель Δ не равен 0. Коэффициенты a_1, a_2, b_1 и b_2 в этом случае

$$a_1=\Delta_1/\Delta,\quad a_2=\Delta_2/\Delta,\quad b_1=\Delta_3/\Delta,\quad b_2=\Delta_4/\Delta, \tag{6.32}$$

где Δ_k ($k=1,\dots,4$) – определители, образованные заменой соответствующего столбца столбцом свободных членов системы (6.31).

С учетом выражений (6.32) для a_i и b_i частное решение (6.30) системы (6.29) может быть записано в виде

$$y_i=A_i\cos(\omega t-\alpha_i),\qquad z_i=A_i\sin(\omega t-\alpha_i), \tag{6.33}$$

где $A_1=\frac{1}{\Delta}\sqrt{\Delta_1^2+\Delta_3^2}$; $\qquad A_2=\frac{1}{\Delta}\sqrt{\Delta_2^2+\Delta_4^2}$,

$$\alpha_1=\operatorname{arctg}\left(\frac{\Delta_3}{\Delta_1}\right),\qquad \alpha_2=\operatorname{arctg}\left(\frac{\Delta_4}{\Delta_2}\right).$$

Если система имеет малое демпфирование, то при $\Delta\to 0$ наступает резонанс и амплитуда колебаний согласно (6.33) существенно возрастает. Уравнение критической частоты в этом случае

$$\Delta\omega=\begin{vmatrix}(J_9-J_0)\omega^2-c_2l_2l & (J_9-J_0)\omega^2-c_1l_1l\\ (ml_1\omega^2-c_2l) & -(ml_2\omega^2-c_2l)\end{vmatrix}. \tag{6.34}$$

При проектировании горизонтальных бобинодержателей полезно удовлетворять равенству $c_1/c_2=l_2/l_1$. При этом корни уравнения (6.34), определяющие критические скорости, таковы:

$$\omega_1=\sqrt{\frac{c_1l_1l}{(J_9-J_0)}},\qquad \omega_2=\sqrt{\frac{c_1l}{ml_2}}.$$

При нахождении реакций в упругих опорах составим дифференциальные уравнения этих опор, отбросив мысленно ротор и заменив его действие искомыми реакциями R_i ($i=1,2$):

$$\begin{aligned}m_i\ddot{y}_i&=-n_i\dot{y}_i-c_iy_i+R_{iy},\\ m_i\ddot{z}_i&=-n_i\dot{z}_i-c_iz_i+R_{iz}.\end{aligned} \tag{6.35}$$

Здесь m_i – масса той части опоры (подшипника), которая не вращается вместе с ротором, но колеблется с ним. Перемещения y_i и z_i ($i=1,2$), найденные ранее (см.(6.33)), подставим в уравнения (6.35):

$$R_{iy}=A_i(c_i-m_i\omega^2)\cos(\omega t-\alpha_i)-A_in_i\omega\sin(\omega t-\alpha_i),$$

$$R_{iz}=A_i(c_i-m_i\omega^2)\sin(\omega t-\alpha_i)+A_in_i\omega\cos(\omega t-\alpha_i).$$

Полные реакции упругих опор определяются из уравнения

$$R_i = \sqrt{R_{iy}^2 + R_{iz}^2} = A_i\sqrt{(c_i - m_i\omega^2) + n^2\omega^2}\,. \qquad (6.36)$$

Для случая вязкого трения выражение (6.36) имеет вид

$$R_i = A_i\sqrt{(c_i - m_i\omega^2)^2 + \frac{\psi_i c_i^2}{4\pi^2}}\,.$$

Жесткий бобинодержатель, вращающийся в двух упругих опорах, обладает свойством самоцентрирования, которое проявляется после его разгона до скорости вращения выше второй критической. При этом неуравновешенность не оказывает уже никакого влияния на его динамику.

6.2.4. Расчет полужесткого бобинодержателя, вращающегося в двух упругих опорах

Исследованию динамики полужесткого ротора, вращающегося в двух упругих опорах, посвящены многочисленные труды Я.И.Коритысского [18]. Динамическая модель такого ротора представлена на рис.100.

Ротор 1, состоящий из невесомого упругого стержня 2 (участок DGH) и абсолютно жесткой части (насадка HOB), вращается в двух упругих опорах $3, 4$ жесткостью c_1 и c_2 с угловой скоростью ω.

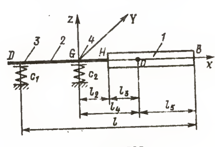


Рис.100.

Центр инерции насадки HOB массой m расположен в точке O. Ротор неуравновешен. Его центр инерции смещен на расстояние e от геометрической оси вращения, а главная центральная ось образует угол δ с геометрической осью.

Движение неуравновешенного ротора 1 описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$m\ddot{z} + d_1 z - d_2\alpha = me\omega^2\cos\omega t,$$

$$m\ddot{y} + d_1 y - d_2\beta = me\omega^2\sin\omega t,$$

$$J_0\ddot{\beta} - J_э\omega\dot{\alpha} - d_2 y + d_3\beta = -(J_э - J_0)\delta\omega^2\cos(\omega t - \varepsilon),$$
$$J_0\ddot{\alpha} + J_э\omega\dot{\beta} - d_2 z + d_3\alpha = (J_э - J_0)\delta\omega^2\sin(\omega t - \varepsilon), \qquad (6.37)$$

где y, z – проекции динамического смещения точки O на оси координат Y и Z; α, β – проекции угла динамического смещения оси вращения на плоскостях ZX и YX; ε – угол между плоскостью, в которой лежит угол δ, и координатной плоскостью; $d_1 = \delta_{22}/\Delta^2$, $d_2 = \delta_{21}/\Delta^2$, $d_3 = \delta_{11}/\Delta^2$, $\Delta^2 = \delta_{11}\delta_{22} - \delta_{32}^2$. Здесь δ_{11} – перемещение точки O под действием единичной силы, приложенной в этой же точке, δ_{22} – перемещение в точке O под действием единичного момента, $\delta_{12} = \delta_{21}$ – угол поворота сечения, проходящего через точку O от действия единичной силы, приложенной в этой же точке, δ_{22} – угол поворота того же сечения под действием единичного момента.

Запишем решение системы (6.37):

$$y = \tilde{a}_1\cos\omega t + \tilde{b}_1\sin\omega t, \quad z = \tilde{a}_2\sin\omega t + \tilde{b}_2\cos\omega t,$$
$$\alpha = \tilde{a}_3\sin\omega t + \tilde{b}_3\cos\omega t, \quad \beta = \tilde{a}_4\cos\omega t + \tilde{b}_4\sin\omega t. \qquad (6.38)$$

Значения коэффициентов $\tilde{a}_i$ и $\tilde{b}_i$ (i =1,2) определяются из системы линейных алгебраических уравнений, полученных при подстановке (6.38) в систему уравнений (6.37).

Таким образом, имеем следующие выражения:

$$\tilde{a}_1 = \tilde{a}_2 = \frac{1}{f(\omega)}\left\{me\omega^2\left[d_3 + (J_э - J_0)\omega^2\right] - (J_э - J_0)\delta\omega^2 d_2\sin\varepsilon\right\},$$
$$\tilde{a}_3 = \tilde{a}_4 = \frac{1}{f(\omega)}\left\{me\omega^2 d_2 - (J_э - J_0)\delta\omega^2(d_1 - m\omega^2)\sin\varepsilon\right\}, \qquad (6.39)$$
$$\tilde{b}_1 = -\tilde{b}_2 = \frac{1}{f(\omega)}(J_э - J_0)\delta\omega^2 d_2\cos\varepsilon,$$
$$\tilde{b}_3 = -\tilde{b}_4 = \frac{1}{f(\omega)}(J_э - J_0)\delta\omega^2(d_1 - m\omega^2)\cos\varepsilon,$$

где $f(\omega) = (d_1 - m\omega^2)[d_3 + (J_э - J_0)\omega^2] - d_2^2$. С учетом выражений (6.39) частное решение (6.38) системы (6.37) может быть записано в виде

$$y = A\cos(\omega t - \gamma), \qquad z = A\sin(\omega t - \gamma),$$
$$\alpha = B\cos(\omega t - \gamma_1), \qquad \beta = B\sin(\omega t - \gamma_1),$$

где

$$A = \sqrt{\tilde{a}_1^2 + \tilde{b}_1^2}, \qquad B = \sqrt{\tilde{a}_3^2 + \tilde{b}_3^2},$$
$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{\tilde{b}_1}{\tilde{a}_1}\right), \qquad \gamma_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{\tilde{b}_3}{\tilde{a}_3}\right).$$

При $f(\omega) = 0$ наступает резонанс. Уравнение критической частоты в этом случае

$$(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)m(J_э - J_0)\omega^4 + [\delta_{11}m - \delta_{12}(J_э - J_0)]\omega^2 - 1 = 0. \quad (6.40)$$

Корни уравнения (6.40), характеризующие критическую скорость, определяются выражением

$$\omega_{1,2} = \left[\left\{[\delta_{11}m - \delta_{12}(J_э - J_0)] \pm [[\delta_{11}m - \delta_{12}(J_э - J_0)]^2 - 4[\delta_{11}m - \delta_{12}(J_э - J_0)](\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)m(J_э - J_0)]^{1/2}\right\} / \left\{2(J_э - J_0)m(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)\right\}\right]^{1/2}.$$

6.3. Определение частоты собственных колебаний шпинделей прядильных и крутильных веретен

Трудность определения частоты собственных колебаний веретена заключается в том, что его шпиндель состоит из нескольких конусов.

В работе [24] приводятся различные способы приближенного расчета частоты собственных колебаний веретена переменного сечения. Большинство из них отличается большой сложностью. Наиболее просто вычисляется частота собственных колебаний шпинделя веретена по формуле Мононоба при условии, что шпиндель вращается в длинном подшипнике и его можно считать зажатым по большому основанию (рис.101). Тогда

$$\omega = \frac{2\pi}{C_d l^2}\sqrt{\frac{EJ_0 g}{q}},$$

где l – длина усеченного конуса; q и J_0 – интенсивность нагрузки и момент инерции поперечного сечения наибольшего основания конуса; g – ускорение свободного падения; C_d – коэффициент, который определяется по формуле $C_d = 0{,}719 + 1{,}069\, l_1/l_0 + [0{,}14 - 2{,}24(0{,}5 - l_1/l_0)^4]$. В зависимости от отношения диаметров малого и большого основания конуса коэффициент C_d принимает следующие значения:

d_1/d_0 ...	0,264	0,501	0,754	1,00
C_d ...	1,101	1,368	1,695	1,788

Профессор А.И.Макаров [24] также предложил упрощенный способ определения низшей частоты собственных колебаний веретена. Согласно этому способу автор не учитывает влияние массы хвоста

и цилиндрического консольного участка, так как отношение длины указанной части веретена ко всей длине шпинделя обычно бывает в пределах 1/2,5 ... 1/3 и меньше. Консольную часть веретена разбивают на четыре участка и заменяют их сосредоточенными массами m_i. Далее по формуле Дункерлея определяют частоту собственных колебаний.

Более точные результаты можно получить, воспользовавшись методом последовательных приближений, который позволяет находить форму и частоту собственных колебаний с любой точностью [7]. Особенно эффективно его применение при определении низшей частоты колебаний. Этот метод заключается в следующем:

1. Задают приближенно форму колебаний $u_i^{(0)}$ (нулевое приближение).

2. Определяют силы инерции при амплитудных отклонениях системы:

$$F_i = \left[p^{(0)} \right]^2 m_i u_i^{(0)}$$

(значение частоты $p^{(0)}$ может быть произвольным).

3. Методами строительной механики определяют перемещения $u_i^{(1)}$, вызванные силами F_i. Значения $u_i^{(1)}$ представляют собой первое приближение к форме собственных колебаний.

4. Находят первое приближение для частоты собственных колебаний, например, по формуле Рэлея:

$$p^{(1)} = \sqrt{\frac{\sum F_i u_i}{\sum m_i u_i^2}} = p^{(0)} \sqrt{\frac{\sum m_i u_i^{(0)} u_i^{(1)}}{\sum m_i (u_i^{(1)})^2}} .$$

Далее за исходную принимают форму колебаний первого приближения и проводят повторный расчет, в результате которого получают второе приближение и т.д.

Частота собственных колебаний при последующих приближениях

$$p^{(r+1)} = p^{(r)} \sqrt{\frac{\sum m_i u_i^{(r)} u_i^{(r+1)}}{\sum m_i (u_i^{(r+1)})^2}} . \qquad (6.41)$$

Свидетельством того, что процесс последовательных приближений сошелся, является пропорциональность смещений при r-м и ($r+1$)-м приближениях, т.е. независимость отношения $u_i^{(r)}/u_i^{(r+1)}$ от массы m_i.

Если это условие соблюдается, формула (6.41) для расчета частоты может быть упрощена:

$$p^{(r+1)} = p^{(r)}\sqrt{u_i^{(r)}/u_i^{(r+1)}}\,, \qquad (6.42)$$

причем отношение $u_i^{(r)}/u_i^{(r+1)}$ берется для одной из точек системы.

Формулой (6.41) следует пользоваться при расчете частоты, когда форма $u^{(r+1)}$ существенно отличается от формы $u^{(r)}$ (например, при первом приближении), формулой (6.42) – на последующих этапах приближений.

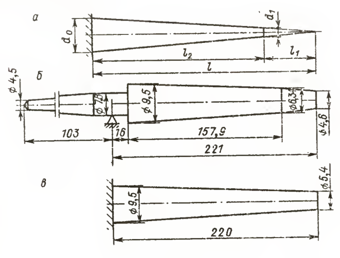


Рис.101.

Далее приведен порядок расчета собственных колебаний шпинделя для веретен, представленных на рис.101 *а-в* в виде консольной балки переменного сечения. Методика расчета заключается в следующем:

1. Задают исходную форму колебаний.

2. Вычисляют интенсивность нагрузки в каждом сечении $q_i = [p^{(0)}]^2\gamma_l\, u^{(0)}$, где $p^{(0)}$ – произвольно заданная частота; γ_l – линейная плотность балки.

3. Определяют поперечную силу в каждом сечении $Q(z) = -\int_z^l q\,dz$.

Пределы интегрирования выбирают так, чтобы обеспечить выполнение граничного условия $Q(l) = 0$.

4. Интегрированием находят изгибающий момент в сечении $M(z)=-\int_z^l Q\,dz$. Пределы интегрирования здесь также обеспечивают выполнение условия $M(l)=0$.

5. Определяют кривизну упругой линии балки в каждой точке $\lambda(z)=M(z)/(EJ(z))$.

6. Рассчитывают угол поворота касательной $\theta=\int_0^z \lambda\,dz$. Это выражение также удовлетворяет граничному условию.

7. Вычисляют прогиб при первом приближении $u^{(1)}=\int_0^z \theta\,dz$.

8. По формуле (6.41) находят частоту собственных колебаний.

На этом заканчивается расчет первого приближения. Второе и последующие приближения рассчитываются в той же последовательности.

6.4. Определение критической скорости валов текстильных машин

В связи с возрастанием скорости приемных механизмов машин текстильной промышленности становится недостаточным проведение расчета валов на прочность и жесткость. Возникает необходимость проверки механизмов на критическую скорость.

На основании приближенного метода Рэлея [7] первоначально следует рассматривать вал постоянного сечения с несколькими массами (число масс – k). На рис.102,*а* изображен двухопорный вал с линейной плотностью γ_i, массой деталей m_i и их моментами инерции относительно нейтральных осей соответствующих сечений вала J_i. Обозначим x_i расстояние точек крепления колес от одной из опор, l – длина вала.

Полагаем, что упругая линия вала при колебании представляет собой синусоиду с координатой $v=f\sin(\pi x/l)$. Тогда частоту собственных колебаний системы можно представить в следующем виде:

$$p=\sqrt{\frac{2\Pi_0}{T}}, \qquad (6.43)$$

где Π_0 – потенциальная энергия деформации вала, которая определяется по формуле

$$\Pi_0=\frac{1}{2}\int_0^l EJ\left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)dx=f^2\frac{EJ\pi^4}{2l^4}\int_0^l \sin^2\frac{\pi x}{l}dx=f^2\frac{\pi^4 EJ}{4l^3}, \quad (6.44)$$

а T – кинетическая энергия вала, причем

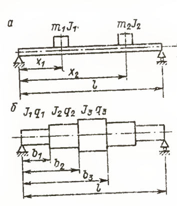
$$T=\sum_i m_i v_i^2+\int_0^l \gamma_l v_i^2 dx+\sum_i J_i \theta_i^2= \tag{6.45}$$

$$=f^2\left[\sum_i m_i \sin^2(\pi x_i/l)+\gamma_l l/2+(\pi^2/l^2)\sum_i J_i \cos^2(\pi x_i/l)\right].$$

Подставив выражения Π_0 и T в формулу (6.43), получим

$$p=\sqrt{\gamma_l \frac{2\pi^4 EJ/(4l^3)}{l/2+\sum_i m_i \sin^2(\pi x_i/l)+(\pi^2/l^2)\sum_i J_i \cos^2(\pi x_i/l)}}, \tag{6.46}$$

где смещение i-го колеса $v_i=f\sin(\pi x_i/l)$, поворот его $\theta_i=$ $=(dv/dx)\big|_{x=x_i}=-(\pi/l)f\cos(\pi x_i/l)$.



Для удобства пользования формулой (6.46) обозначим: $\mu_i=$ $=m_i/(\gamma_l l)$ – отношение массы i-го груза к собственной массе вала; $\varkappa_i=J_i/(\gamma_l l^3)$ – отношение момента инерции i-го груза к произведению массы балки на квадрат ее длины. В результате можно записать

$$p=\pi^2\sqrt{\frac{EJ}{\gamma_l l^4}}\times \tag{6.47}$$

$$\times\sqrt{\frac{1}{1+2\sum_i\mu_i\sin^2\frac{\pi x_i}{l}+2\pi^2\sum_i\varkappa_i\cos^2\frac{\pi x_i}{l}}}.$$

Практически ошибка расчетов по этой формуле не превышает 5–7%.

Несмотря на сложную форму прогиба вала, считаем, что его упругая линия принимает форму синусоиды. Тогда интегрирование при определении потенциальной энергии деформации Π_0 и $\int_0^l \gamma_l v^2 dx$ следует производить по участкам:

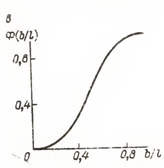


Рис. 102.

$$\Pi_0=\frac{1}{2}\int_0^l EJ\left(\frac{d^2v}{dx^2}\right)dx=f^2\frac{\pi^4E}{2l^4}\left[J_1\int_0^{b_1}\sin^2\frac{\pi x}{l}dx+J_2\int_{b_1}^{b_2}\sin^2\frac{\pi x}{l}dx+\right.$$

$$\left.+\ldots+J_{k-1}\int_{b_{k-2}}^{b_{k-1}}\sin^2\frac{\pi x}{l}dx+J_k\int_{b_{k-1}}^{b_k}\sin^2\frac{\pi x}{l}dx\right].$$

Обозначим $\frac{b}{l} - \frac{1}{2\pi}\sin^2\frac{\pi b}{l} = \Phi\left(\frac{b}{l}\right)$,

где $\Phi(b/l)$ представляет собой функцию, кривая которой приведена на рис.102,*в*. Потенциальная энергия вала в этом случае выразится следующим образом:

$$\Pi_0 = f^2\frac{\pi^4 E}{4l^3}\left[(J_1-J_2)\Phi\left(\frac{b_1}{l}\right) + (J_2-J_3)\Phi\left(\frac{b_2}{l}\right) + \ldots + (J_{k-1}-J_k)\Phi\left(\frac{b_{k-1}}{l}\right) + J_k\right].$$

Также найдем $\int_0^l \gamma_l v^2 dx =$

$$= f^2\frac{l}{2}\left[(\gamma_{l1}-\gamma_{l2})\Phi\left(\frac{b_1}{l}\right) + (\gamma_{l2}-\gamma_{l3})\Phi\left(\frac{b_2}{l}\right) + \ldots + (\gamma_{l\,k-1}-\gamma_{lk})\Phi\left(\frac{b_{k-1}}{l}\right) + \gamma_{lk}\right].$$

Из сравнения этих выражения с соответствующими выражениями (6.44) и (6.45) видно, что для вала с переменным сечением Π_0 и $\int_0^l \gamma_l v^2 dx$ выражаются так же, как и для вала с постоянным сечением, момент инерции которого

$$J_{экв} = (J_1-J_2)\Phi\left(\frac{b_1}{l}\right) + (J_2-J_3)\Phi\left(\frac{b_2}{l}\right) + \ldots + (J_{k-1}-J_k)\Phi\left(\frac{b_{k-1}}{l}\right) + J_k,$$

и линейная плотность

$$\gamma_l^{экв} = (\gamma_{l1}-\gamma_{l2})\Phi\left(\frac{b_1}{l}\right) + (\gamma_{l2}-\gamma_{l3})\Phi\left(\frac{b_2}{l}\right) + \ldots + (\gamma_{l\,k-1}-\gamma_{lk})\Phi\left(\frac{b_{k-1}}{l}\right) + \gamma_{lk},$$

где γ_{li} – линейная плотность вала на i-ом участке.

Таким образом, необходимо учесть, что задача о колебаниях двухопорного вала с переменным сечением сводится к задаче о колебаниях эквивалентного вала с моментом инерции сечения $J_{экв}$ и линейной плотностью $\gamma_l^{экв}$. Эти значения следует подставлять в формулу (6.46):

$$p = \pi^2\left[\frac{EJ_{экв}}{\gamma_l^{экв} l^4}\,\frac{1}{1 + 2\sum_i \mu_i \sin^2(\pi x_i/l) + 2\pi^2\sum_i x_i \cos^2(\pi x_i/l)}\right]^{1/2}.$$

Если на вал действует осевая нагрузка, то полученное выражение следует умножить на поправочный коэффициент

$$p^* = p\sqrt{1 + A_0/P_{кр}}, \qquad (6.48)$$

где A_0 - осевая сила, действующая на вал; $P_{кр} = \pi^2 EJ_{экв}/l^2$ – критическая для вала сила, действующая вдоль его оси и соответствующая его продольному изгибу в плоскости колебания. Если сила P не растягивает, а сжимает вал, ее следует вносить в формулу (6.48) со знаком минус.

В качестве примера рассмотрим критическую скорость консольного вала на двух опорах. На правом его конце расположена муфта-шкив весом $G_l = 216$ Н. Размеры представлены на рис.103. Кро-

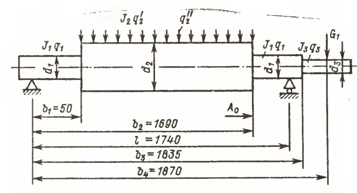


Рис.103.

ме того, на вал действует растягивающая сила A_0. Расчетные данные при модуле упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^7$ Н/см^2 представлены в табл.9.

Таблица 9

d, см	S, см^2	$\gamma_{li} \cdot 10^{-2}$, кг/см	$S_i - S_{i+1}$, см^2	J, см^4	$J_i - J_{i+1}$, см^4	b_i / l_i	$\Phi(b_i/l_i)$	$(\gamma_{li} - \gamma_{li+1}) \times \Phi(b_i/l)$	$(J_i - J_{i+1}) \times \Phi(b_i/l)$
5,5	23,7	0,189	-1,366	45	-447	0,0029	0,0002	-0,0003	-0,089
10	78,5	1,555	1,366	44,7	447	0,972	0,999	1,365	446,5
5,5	23,7	0,187	0,079	29,3	29,3	1,042	1,007	0,079	29,32
4,2	13,7	0,11	0,11	15,3	15,3	1,104	0,007	0,110	15,31

Просуммировав значения в предпоследнем столбце таблицы, получим $\gamma_l^{экв} = 1{,}554 \cdot 10^{-2}$ кг/см, а сумма значений последнего столбца $J_{экв} = 491{,}04$ см^4.

Отношение веса муфты-шкива к весу эквивалентного вала

$$\mu_i = \frac{G_l}{g \gamma_l^{экв} l} = \frac{216}{980 \cdot 1{,}554 \cdot 10^{-2} \cdot 174} = 0{,}124 .$$

Круговая частота собственных изгибных колебаний

$$p = \pi^2 \sqrt{\frac{EJ_{экв}}{\gamma_l^{экв} l^4}} \sqrt{\frac{1}{1+2\mu_1 \sin^2(\pi\theta/l)}} = \pi^2 \sqrt{\frac{2{,}1\cdot 10^7 \cdot 491{,}04}{1{,}554\cdot 10^{-2}\cdot 1{,}74^4 \cdot 10^8}} \sqrt{\frac{1}{1+0{,}248\sin^2(\pi\frac{187}{174})}} =$$

$= 263$ рад/с.

Тогда $\nu_{кр} = p/(2\pi) = 263/6{,}28 = 41{,}9$ Гц, откуда $n_{кр} = \nu_{кр} \times$ $\times 60 = 41{,}9 \cdot 60 = 2514$ мин$^{-1}$.

С учетом осевой растягивающей силы $A_0 = 2000$ Н

$$n'_{кр} = n_{кр}\sqrt{1 + A_0/P_{кр}} = 2514\sqrt{1 + \frac{2000}{3\ 348\ 620}} = 2522 \text{ мин}^{-1},$$

где $P_{кр} = \dfrac{\pi^2 EJ_{экв}}{l^2} = \dfrac{3{,}14^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^7 \cdot 491{,}04}{1{,}74^2 \cdot 10^4} = 3\ 348\ 620$ Н. Если не учитывать консольную часть вала, то $n_{кр} = 2570$ мин$^{-1}$. Погрешность вычислений в рассматриваемом примере составляет $(48/2522)\cdot 100 < 2\%$.

Глава 7

МЕХАНИЗМЫ УКЛАДКИ ЖГУТА ИЛИ ЛЕНТЫ В КОНТЕЙНЕРЫ

В последнее время ленто- и жгутоукладчики нашли широкое применение в производстве натуральных и химических волокон. Наличие большой массы уложенного волокна, транспортабельность контейнера к месту следующей операции технологического процесса – все это обеспечивает высокий экономический эффект применения таких видов паковок.

Однако основной задачей, стоящей перед конструкторами-машиностроителями, является обеспечение равномерного расположения волокна в контейнеры, для чего необходимо рассчитать положение и форму кривой укладки ленты или жгута, плотность укладки, а на основании этого выбрать кинематические параметры механизмов.

В данной главе проводятся анализ и синтез указанных механизмов: определяются форма и длина укладываемого витка, время движения укладчика по любому участку траектории, равномерность расположения витков и т.п.

7.1. Расчет укладчика ленты в таз

В промышленности натуральных волокон способ укладки хлопчатобумажной ленты в тазы появился в начале 30-х годов XIX столетия. Тазы применяются на чесальных, ленточных и гребнечесальных машинах. Развитие производства химических волокон, особенно штапельных, потребовало использования больших емкостей для приема жгута, масса которого в контейнерах достигает сотен килограммов.

Укладка синтетического волокна в контейнеры имеет существенные отличия от укладки хлопчатобумажной ленты: а) несоизмеримость скоростей приема жгута (1500–1800 м/мин) и ленты (30–400 м/мин); б) больший диаметр контейнера, чем таза, применение контейнеров нецилиндрической формы; в) значительно большая

прочность на разрыв жгута. Эти отличия и определяют конструктивные особенности механизмов укладки жгута из синтетических волокон в контейнеры.

Сначала рассмотрим схему укладчика ленты в тазы, представленную на рис.104. Лента со съемного барабана чесальной машины проходит в воронку *1*, где она приобретает определенную плотность, плющильные валики *2* и через наклонный канал *3* попадает в контейнер (таз) *4*, приводимый во вращение от шестерни *5*. Обычно эта шестерня кинематически связана с приводом плющильного валика для обеспечения качественной укладки ленты в таз.

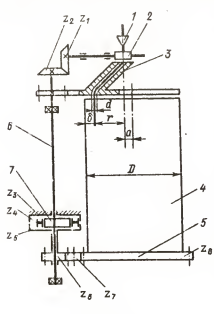


Рис.104.

В лентоукладчике чесальной машины для привода нижней тарелки используется планетарная передача (рис.104). Коническая пара z_1, z_2 приводит во вращение вертикальный вал *6*, на котором закреплен эксцентрически диск *7*, свободно несущий шестерню z_4. Эта шестерня, сцепляясь с неподвижно установленным колесом z_3, приводит во вращение зубчатое колесо z_5. С последним жестко связано колесо z_6, передающее вращение нижней тарелке, установленной на зубчатом колесе z_8.

По формуле для расчета планетарной передачи можно определить частоту вращения колеса z_5: $n_5 = n_1(1 - i)$. При $i = z_3/z_5 = 36/37$ она будет составлять 1/37 от частоты вращения вертикального вала n_1. Расчет всего передаточного отношения системы плющильные валики – нижняя тарелка производится из условия того, чтобы витки ленты вплотную примыкали друг к другу и шаг между ними примерно равнялся толщине ленты $d_л$.

Согласно схеме (рис.104) лента, выпущенная плющильными валиками за время τ, должна быть уложена в таз, т.е. $v_{пл}\tau = 2\pi r$, где $v_{пл}$ – окружная скорость плющильных валиков; r – радиус вращения верхней тарелки.

Если обозначить ω_2 угловую скорость верхней тарелки, то $\tau = 2\pi/\omega_2$. Этому времени должно соответствовать смещение нижней тарелки на величину $d_л$ по отношению к верхней. Окружная скорость точки нижней тарелки, расположенной на расстоянии a от ее оси, $v_т = \omega_1 a$, откуда

$$\tau = d_л/(a\omega_1). \qquad (7.1)$$

Тогда $2\pi/\omega_2 = d_л/(a\omega_1)$, а передаточное отношение определится выражением

$$i = \omega_1/\omega_2 = d_л/(2\pi a). \qquad (7.2)$$

Выразим $d_л$ через линейную плотность ленты $\gamma_l^т$ из условия $\gamma_l^т/1000 = \gamma_V(\pi d_л^2/4)$, где $\gamma_l^т$ – линейная плотность ленты в тексах, т.е.

$$d_л = \sqrt{\frac{4\gamma_л^т}{\pi\gamma_V 1000}} = 0{,}065\sqrt{\gamma_l^т},$$

где $\gamma_л$ – плотность ленты, принимаемая в среднем для хлопкового волокна равной 0,3 г/см^3. Если подставить это значение в формулу (7.2), то получим

$$i = 0{,}065\sqrt{\gamma_l^т}/(2\pi a) = 0{,}0104\sqrt{\gamma_l^т}/a.$$

Приравняв выражения (7.1) и (7.2), можно найти угловую скорость нижней тарелки

$$\omega_1 = d_л v_п/(2\pi r a),$$

или $\omega_1 = 0{,}01 v_п\sqrt{\gamma_l^т}/(ar)$.

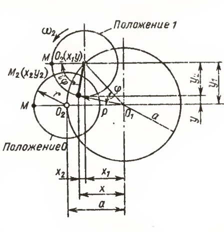


Рис.105.

Для определения формы укладываемого витка и длины укладываемой ленты рассмотрим противоположное движение верхней и нижней тарелок. Ось верх-

ней тарелки O_2 (рис.105) перемещается по часовой стрелке относительно оси нижней тарелки O_1. Кроме этого, верхняя тарелка вращается против часовой стрелки. Воспользовавшись системой координат, представленной на рис.105, можно записать

$$x_1 = a\cos i\varphi, \qquad y_1 = a\sin i\varphi,$$
$$x_2 = r\cos\varphi, \qquad y_2 = -r\sin\varphi,$$

где i – передаточное отношение.

Положение точки M_2 относительно оси вращения таза определится следующим образом: $x = x_1 + x_2$, $y = y_1 - y_2$, или

$$x = a\cos i\varphi + r\cos\varphi, \quad y = a\sin i\varphi + r\sin\varphi. \qquad (7.3)$$

Найдем положение точки M_2 в параметрической форме:

$$\rho^2 = x^2 + y^2, \qquad \rho = \sqrt{a^2 + r^2 + 2ar\cos(1+i)\varphi}.$$

Задавая значение угла поворота φ, можно найти радиус-вектор укладываемого витка ленты относительно оси O_1. Скорость ленты

$$v^2 = \dot{x}^2 + \dot{y}^2. \qquad (7.4)$$

Возьмем производные от выражений (7.3) и подставим в соотношение (7.4):

$$v = \omega_1\sqrt{a^2 i^2 + r^2 - 2ari\cos(1+i)\varphi}.$$

Интегрируя это выражение, получаем уравнение длины ленты, укладываемой за один оборот таза:

$$L = \int_0^{2\pi}\sqrt{a^2 i^2 + r^2 - 2ari\cos(1+i)\varphi}\,d\varphi,$$

или $$L = \sqrt{a^2 i^2 + r^2}\int_0^{2\pi}\sqrt{1 - \frac{2ari}{a^3 i^2 + r^2}\cos(1+i)\varphi}\,d\varphi.$$

Полученные формулы являются исходными для определения основных параметров лентоукладчика a, r, L.

7.2. Кинематика пантографа с движением раскладчика по циклоиде

Целью кинематического исследования пантографа является определение траектории, скорости и длины пути, проходимого осью

раскладчика, и выявление факторов, влияющих на эти параметры [26].

Рассмотрим структурную схему пантографа (рис.106), где r_1 и r_2 – радиусы кривошипов O_1A и O_2F; φ и ψ – их углы поворота; d – расстояние между осями вращения кривошипов; l_1 – длина шатунов AG, AE, EF и FG; l_2 – длина шатунов AB, AC, BD и CD; O – центр контейнера.

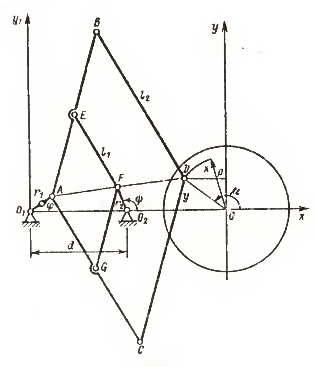


Рис.106.

За начало координат принята точка O_1 – ось вращения кривошипа r_1. Ось x проведена через оси вращения кривошипов. Соединим точки A, F и D прямой линией и обозначим AF через l_{AF}, а AD – через l_{AD}. Найдем их проекции на координатные оси x и y_1. Для первого отрезка

$$l_{AF}^{(x)} = d - r_1 \cos\varphi + r_2 \cos\psi,$$
$$l_{AF}^{(y)} = r_2 \sin\psi - r_1 \sin\varphi .$$

Так как треугольник *AEF* подобен треугольнику *ABD*, то

$$l_{AD}^{(x)} = l_{AF}^{(x)} \frac{l_2}{l_1} = \frac{l_2}{l_1}(d - r_1 \cos\varphi + r_2 \cos\psi),$$

$$l_{AD}^{(y_1)} = l_{AF}^{(y_1)} \frac{l_2}{l_1} = \frac{l_2}{l_1}(r_2 \sin\psi - r_1 \sin\varphi).$$

Координаты точки D (оси раскладчика) таковы:

$$D_x = -\left(\frac{l_2}{l_1} - 1\right) r_1 \cos\varphi + \frac{l_2}{l_1} r_2 \cos\psi + \frac{l_2}{l_1} d, \qquad (7.5)$$
$$D_{y_1} = -\left(\frac{l_2}{l_1} - 1\right) r_1 \sin\varphi + \frac{l_2}{l_1} r_2 \sin\psi .$$

Вследствие симметрии механизма относительно оси x центр контейнера должен лежать на этой оси. Максимальное расстояние от D до точки O_1 при значениях углов $\varphi = 0$ и $\psi = 180^\circ$

$$O_1 D_{min} = -\left(\frac{l_2}{l_1} - 1\right) r_2 - \frac{l_2}{l_1} r_2 + \frac{l_2}{l_1} d .$$

Точка D наиболее удалена от точки O_1 в том случае, когда $\varphi = 180^\circ$ и $\psi = 0$:

$$O_1 D_{max} = \left(\frac{l_2}{l_1} - 1\right) r_1 + \frac{l_2}{l_1} r_2 + \frac{l_2}{l_1} d .$$

Так как центр контейнера должен находиться на равном расстоянии от крайних положений механизма, то расстояние

$$O_1 D = \frac{1}{2}(D_{max} + D_{min}) = \frac{l_2}{l_1} d . \qquad (7.6)$$

Обозначим величину $(l_2/l_1 - 1) r_1$ через R_1, а величину $(l_2/l_1) r_2$ – через R_2 и назовем их приведенными радиусами первого и второго кривошипов. Перенесем начало координат из точки O_1 в точку O и, введя в уравнения (7.5) значения приведенных радиусов, получим новые координаты точки D

$$x = -R_1 \cos\varphi + R_2 \cos\psi, \quad y = -R_1 \sin\varphi + R_2 \sin\psi. \qquad (7.7)$$

В этом случае полярный радиус ρ точки D (расстояние от точки D до центра контейнера)

$$\rho = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1 R_2 \cos(\varphi - \psi)} .$$

Он принимает максимальное значение, когда разность углов $\varphi-\psi = 180^0$:

$$\rho_{max} = R_1 + R_2 . \qquad (7.8)$$

Минимальный радиус ρ_{min} получается при $\varphi-\psi = 0$:

$$\rho_{min} = R_2 - R_1 . \qquad (7.9)$$

Обозначим: ω_1 и ω_2 – угловые скорости первого и второго кривошипов (рис.106), Δ_1 и Δ_2 – углы, характеризующие их начальное положение, $i = \omega_2/\omega_1$ – передаточное отношение. Тогда $\varphi = \omega_1 t + \Delta_1$ и $\psi = \omega_2 t + \Delta_2$.

Исходя из уравнений (7.7), найдем скорость перемещения точки D

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} = \omega\sqrt{R_1^2 + R_2^2 i^2 - 2R_1R_2 i\cos(1-i)\varphi} . \qquad (7.10)$$

Рассмотрим сначала некоторые частные значения передаточного отношения i между кривошипами. На рис.107, *а* изображен случай, когда $i = 1$. Траектория точки D представляет собой окружность с центром в точке O. Рис.107,*б* соответствует положению, когда $i = 0$, т.е. первый кривошип вращается, а второй находится постоянно под углом Δ_2. Точка D при движении описывает окружность радиусом R_1, центр O_3 которой лежит на расстоянии R_2 от центра контейнера.

На рис.107,*в* показана траектория точки D, когда вращается только второй кривошип. Траектория представляет собой окружность радиусом R_2, ось которой находится на расстоянии R_1 от центра контейнера. На рис.107,*г* изображен случай, когда оба кривошипа вращаются в разные стороны с одинаковой скоростью, т.е. $i = -1$. В данном случае траектория точки D образует эллипс с полуосями ρ_{max} и ρ_{min}.

Рассмотренные случаи передаточного отношения между кривошипами имеют лишь теоретическое значение и не могут найти применение в механизмах укладки вследствие того, что раскладчик не находится над всей плоскостью контейнера. При всех остальных значениях передаточного отношения получающаяся кривая – циклоида, причем при положительном i – эпициклоида, при отрицательном i – гипоциклоида.

Из всего многообразия значений i можно рекомендовать восемь групп передаточных отношений между кривошипами, которые

можно использовать для конструирования пантографов. Для каждой из этих групп существует определенная частота вращения первого кривошипа n_1 и второго n_2, которым соответствует один слой уложенного жгута.

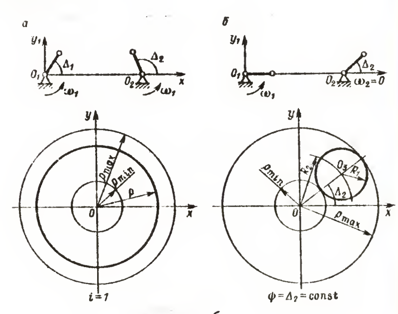


Рис.107, а,б

Группы передаточных отношений i и соответствующие им n_1 и n_2 представлены в табл.10. Траектории движения раскладчика, получающиеся при этих значениях i, изображены на рис.108.

Найдем путь L, который пройдет раскладчик при частоте вращения n_1 первого кривошипа. Для этого в уравнение (7.10) вместо v подставим $\frac{dL}{dt}$, а вместо ω – $\frac{d\varphi}{dt}$ и проинтегрируем его:

$$L=\int_0^{2\pi n_1}\sqrt{R_1^2+R_2^2 i^2-2R_1R_2\cos(1-i)\varphi}\,d\varphi .$$

Вводя в интеграл $(1-i)\,\varphi=\alpha$, получим

$$L=\frac{1}{1-i}\int_0^{2\pi n_1(1-i)}\sqrt{R_1^2+R_2^2 i^2-2R_1R_2 i\cos\alpha}\,d\alpha .$$

Нетрудно убедиться, что если величины n_1 и n_2 – целые числа, то и величина $2n_1(1-i)$ – также целое число, и этот интеграл можно представить как сумму, состоящую из $2n(1-i)$ слагаемых. Тогда

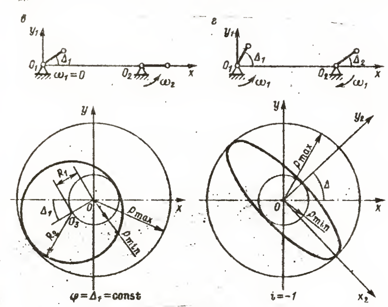
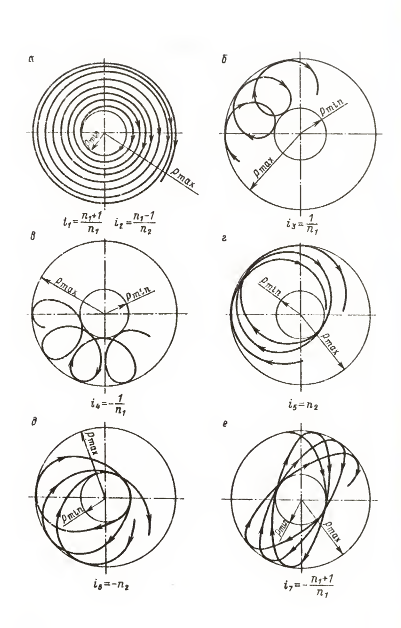


Рис.107, в, г

Таблица 10

Схема (рис.108)	Пределы	n_1	n_2
а	$11/10 \geqslant i_1 \geqslant 51/50$	$-1/(1-i_1)$	$-i_1/(1-i_1)$
а	$9/10 \leqslant i_2 \leqslant 49/50$	$1/(1-i_2)$	$i_2/(1-i_2)$
б	$1/10 \geqslant i_3 \geqslant 1/50$	$1/i_3$	1
в	$-1/10 \leqslant i_4 \leqslant 1/50$	$-1/i_4$	1
г	$10 \leqslant i_5 \leqslant 50$	1	i_5
д	$-10 \geqslant i_6 \geqslant -50$	1	$-i_6$
е	$-11/10 \leqslant i_7 \leqslant -51/50$	$-1/(1+i_7)$	$i_7/(1+i_7)$
ж	$-9/10 \geqslant i_8 \geqslant -49/50$	$1/(1+i_8)$	$-i_8/(1+i_8)$


а
ρ_{min}
ρ_{max}
$i_1=\frac{n_1+1}{n_1}$ $i_2=\frac{n_1-1}{n_2}$
б
ρ_{min}
ρ_{max}
$i_3=\frac{1}{n_1}$
в
ρ_{max}
ρ_{min}
$i_4=-\frac{1}{n_1}$
г
ρ_{min}
ρ_{max}
$i_5=n_2$
д
ρ_{max}
ρ_{min}
$i_6=-n_2$
е
ρ_{min}
ρ_{max}
$i_7=-\frac{n_1+1}{n_1}$

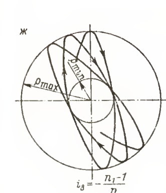


Рис.108.

$$L = 2n_1\int_0^{\pi}\sqrt{R_1^2 + R_2^2 i^2 - 2R_1R_2 i\cos\alpha}\,d\alpha \quad (7.11)$$

Производя в интеграле (7.11) новую подстановку $t = tg\frac{\varphi}{2}$, имеем

$$L = 4n_1\int_0^{\infty}\sqrt{\frac{(R_1-R_2 i)^2 + (R_1-R_2 i)^2 t^2}{(1+t^2)^3}}\,dt.$$

Этот интеграл представляет собой полный эллиптический интеграл второго рода. Его решение может быть найдено из следующих выражений:

при отрицательном i

$$L = 4n_1(R_1-R_2 i)E\left(90^{\circ}, \arcsin\frac{\sqrt{-4R_1R_2 i}}{R_1-R_2 i}\right), \quad (7.12)$$

при положительном i

$$L = 4n_1(R_1+R_2 i)E\left(90^{\circ}, \arcsin\frac{\sqrt{+4R_1R_2 i}}{R_1+R_2 i}\right).$$

Значение эллиптического интеграла второго рода $E(\varphi,\alpha)$ берется по таблицам в зависимости от углов φ и α.

Приведем пример расчета кинематических параметров пантографа при следующих данных: $r_1 = 7{,}0$ см, $r_2 = 7{,}0$ см, $l_2/l_1 = 3$, $d = 25{,}0$ см, $i = -21/20$.

1. Находим значения приведенных радиусов $R_1 = r_1(l_2/l_1 - 1) = 14{,}0$ см, $R_2 = r_2(l_2/l_1) = 21{,}0$ см.

2. Из уравнения (7.6) определяем расстояние между осью вращения первого кривошипа и осью контейнера $O_1O = (l_2/l_1)\,d = 75$ см.

3. По формулам (7.8) и (7.9) получаем максимальное и минимальное отклонения оси раскладчика от центра контейнера $\rho_{max} = R_1 + R_2 = 35{,}0$ см, $\rho_{min} = R_2 - R_1 = 7{,}0$ см.

4. Из табл.11 видно, что заданное значение i относится к группе i_7. Тогда частота вращения $n_1 = -1/(1+i) = 20$, $n_2 = i/(1+i) = 21$.

5. Из уравнения (7.12) находим длину пути, проходимого раскладчиком при укладке одного слоя:

$$L = 4 \cdot 20\left(14 + 21\frac{21}{20}\right) E\left(90^\circ, \arcsin\frac{2\sqrt{14 \cdot 21(21/20)}}{14 + 21(21/20)}\right) =$$

$$= 80 \cdot 36{,}05\, E\,(90^\circ,\ 77^\circ 10') = 3060 \text{ см}.$$

Кинематическое исследование рассматриваемого механизма показало, что расстояние между кривыми, описываемыми осью раскладчика, а также скорость его движения не постоянны. Это приводит к неравномерности шага между укладываемыми витками, а также создает большое число самопересечений траекторий движения раскладчика, что вызывает местные уплотнения. Последнее уменьшает общую массу волокна в контейнере и ухудшает извлечение из него жгута при последующей технологической переработке.

7.3. Кинематика пантографа с движением раскладчика по спирали Архимеда

Рассмотрим структурную схему пантографа (рис.109,$б$), где $r = O_2F$ – радиус торцевого кулачка нижнего зубчатого колеса z_2 (рис.109,a), изменяющийся от r_{max} до r_{min}; d – расстояние O_1A; l_1 – длина шатунов AE, EF, FG, AG; l_2 – длина шатунов AB, BD, AC и CD; O_1 – центр контейнера [26].

Так как параллелограмм $AEFG$ подобен параллелограмму $ABCD$, то точка D повторяет в увеличенном масштабе движение точки F. Обозначим величину $l_2/l_1 = k_м$ и назовем ее коэффициентом увеличения пантографа. Тогда положение центра контейнера будет определяться отрезком $O_1A = k_м d$.

Максимальное ρ_{max} и минимальное ρ_{min} расстояния центра раскладчика от оси контейнера можно найти из выражений $\rho_{max} = k_м r_{max}$, $\rho_{min} = k_м r_{min}$. Чтобы получить траекторию движения раскладчика в виде спирали Архимеда, необходимо определить параметр профиля кулачка нижнего зубчатого колеса z_2 (см.рис. 109,a)

$$c_к = \frac{1}{\pi}\,(r_{max} - r_{min}).$$

Профиль торцевого кулачка нижнего зубчатого колеса должен быть замкнутым и состоять из двух симметричных ветвей. Профиль каждой из них определяется выражением

$$r = r_{min} + c_к\varphi, \qquad (7.13)$$

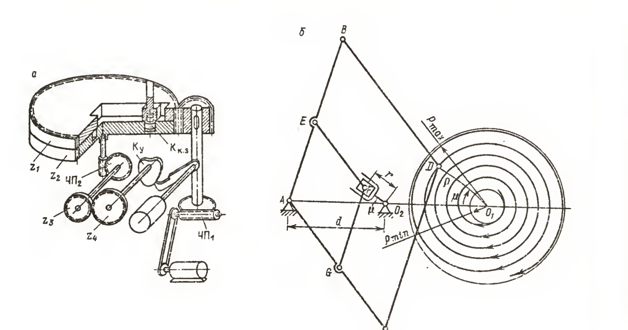

а
z_1
z_2
$ЧП_2$
$К_у$
$К_{к.з}$
z_3
z_4
$ЧП_1$
б
B
E
A
G
C
D
ρ_{max}
ρ
μ
r
O_2
O_1
d
ρ_{min}

Рис.109.

где r – расстояние от оси вращения кулачка до любой точки профиля; φ – угол поворота кулачка относительно ролика.

Разность между углами поворота верхнего и нижнего зубчатых колес z_1, z_2 связана с углом поворота верхнего зубчатого колеса следующим образом:

$$\frac{\mu}{z_1} = \frac{\varphi}{z_1 - z_2}, \qquad \text{или} \qquad \varphi = \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)\mu .$$

Положение оси раскладчика определяется полярным радиусом ρ и углом, который также равен углу μ поворота верхнего зубчатого колеса. Тогда, умножая обе части уравнения (7.13) на $k_м$ и учитывая значение φ, найдем траекторию движения раскладчика

$$\rho = k_м r_{min} + k_м c_к \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)\mu . \tag{7.14}$$

Скорость раскладчика складывается из двух скоростей: скорости v_1, направленной касательно к окружности радиусом ρ, и скорости v_2 в радиальном направлении от периферии к центру или обратно:

$$v_1 = \rho \frac{d\mu}{dt} = \left[k_м r_{min} + k_м c_к \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)\mu\right] = \frac{d\mu}{dt},$$

$$v_2 = \frac{d\rho}{dt} = k_м c_к \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right) \frac{d\mu}{dt}.$$

Полная скорость движения раскладчика

$$v = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} =$$

$$= k_м \frac{d\mu}{dt} \sqrt{r_{min}^2 + c_к^2\left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)^2 + 2 r_{min} c_к \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)\mu + c_к^2 \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)^2 \mu^2}. \tag{7.15}$$

Интегрируя (7.15), получаем длину любого участка траектории движения раскладчика

$$L = k_м \int_0^{\mu_1} \sqrt{r_{min}^2 + c_к^2\left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)^2 + 2 r_{min} c_к \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)\mu + c_к^2 \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)^2 \mu^2}\, d\mu ,$$

где μ_1 – значение полярного угла спирали от 0 до $\pi/(1 - z_2/z_1)$.

Согласно уравнению (7.15) для получения постоянной скорости необходимо с изменением подкоренного выражения соответственно изменять величину $d\mu/dt$. Однако с достаточной для практики степенью точности можно поддерживать постоянной не вели-

чину v, а ее составляющую – скорость v_1, потому что v_2 мало.

Для этого профиль кулачка управления выполняется подобным профилю кулачка нижнего зубчатого колеса, а угол поворота кулачка управления должен быть равен углу φ. Поэтому необходимо выдержать следующее соотношение между числами зубьев передачи: $1 - z_2/z_1 = z_3/(iz_4)$, i – передаточное отношение червячной передачи ЧП$_2$.

Кроме того, максимальное значение угловой скорости верхнего зубчатого колеса ω_{max} должно соответствовать минимальному расстоянию раскладчика от центра контейнера, и угловую скорость $\omega = d\mu/dt$ необходимо изменять по закону $\omega_{max}\rho_{min} = \omega\rho = const$.

Подставляя в это уравнение ρ из уравнения (7.14), получаем

$$\rho_{min} + k_м c_к \left(1 - \frac{z_2}{z_1}\right)\mu = \frac{\omega_{max}\rho_{min}}{\omega} .$$

Вводя вместо ω производную $\dfrac{d\mu}{dt}$ и разделяя переменные, имеем

$$dt = \frac{\rho_{min} + k_м c_к (1 - z_2/z_1)\mu}{\rho_{min}\,\omega_{max}}\, d\mu .$$

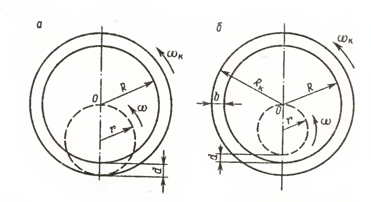
Интегрируя это выражение в пределах угла поворота от 0 до μ_1, находим время движения раскладчика по любому участку траектории

$$t_1 = \frac{2\rho_{min}\mu_1 + k_м c_к (1 - z_2/z_1)\mu_1^2}{2\rho_{min}\,\omega_{max}} .$$

7.4. Условия получения равномерной укладки жгута

Контейнер (см.рис.17) вращается вокруг своей оси с угловой скоростью $\omega_к$. Его ось при этом движется с угловой скоростью ω по окружности радиусом r. В результате получаемого сложного движения жгут, подаваемый механическим жгутоукладчиком, укладывается спиральной лентой шириной $2b$. Спиральная укладка осуществляется при условии $2r > R$ (рис.110,а), где $R = R_к - b$ – радиус контейнера, причем ее спираль приближается к центру контейнера на расстояние d, что обеспечивается выполнением условия $2r - R = d$. Для устранения пустоты в центре контейнера должно выполняться соотношение $d \approx b$ (рис.110,б).

Для составления уравнения, описывающего кривую укладки, рассмотрим положение контейнера, занятое им в результате поворота



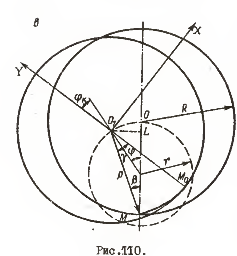


Рис.110.

его оси на угол φ и поворота самого контейнера на угол $\varphi_к$ [33] (рис. 110,в). Уравнения кривой укладки определяем в подвижных координатах XO_1Y, вращающихся вместе с контейнером. Начало координат O_1 лежит в центре контейнера, ось Y проходит через точку начала укладки M_0.

Радиус-вектор ρ можно определить как функцию угла поворота оси контейнера φ:

$$\rho^2 = (ML)^2 + (O_1L)^2 = R^2 - 2r(R-r)(1-\cos\varphi). \qquad (7.16)$$

Тогда уравнения кривой укладки имеют вид

$$x = -\rho\sin\eta, \qquad y = -\rho\cos\eta, \qquad (7.17)$$

где $\eta = \varphi_к + \varphi - \beta, \qquad \operatorname{tg}\beta = \dfrac{r\sin\varphi}{R - r(1-\cos\varphi)}. \qquad (7.18)$

Раскрывая (7.17) с учетом (7.16) и (7.18) и обозначая $r/R = A$ и $\omega_к/\omega = i$, получаем

$$x = -R\sqrt{1-2A(1-A)(1-\cos\varphi)}\,\sin\left[(i+1)\varphi - \operatorname{arctg}\frac{A\sin\varphi}{1-A(1-\cos\varphi)}\right], \tag{7.19}$$

$$y = -R\sqrt{1-2A(1-A)(1-\cos\varphi)}\,\cos\left[(i+1)\varphi - \operatorname{arctg}\frac{A\sin\varphi}{1-A(1-\cos\varphi)}\right].$$

Для построения кривой укладки уравнения (7.17) удобнее использовать в виде

$$x = -\rho(\varphi)\sin\eta(\varphi), \quad y = -\rho(\varphi)\cos\eta(\varphi), \tag{7.20}$$

где $\rho(\varphi)$ и $\eta(\varphi)$ определяются зависимостями (7.16) и (7.18).

Кривая укладки при $i = 5{,}852$, $R = 455$ мм, $A = 0{,}5$ представляет собой спираль с неравномерно распределенными витками, расстояние между которыми увеличивается по мере приближения их к центру контейнера (рис.111).

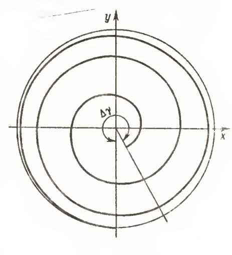


Рис.111.

Рассмотрим зависимость (7.18) с учетом принятых обозначений:

$$\eta(\varphi) = (i+1)\varphi - \operatorname{arctg}\frac{A\sin\varphi}{1-A(1-\cos\varphi)}. \tag{7.21}$$

Эта зависимость, как показывают расчеты, является практически прямо пропорциональной, поэтому время, приходящееся на образование любого витка спирали укладки при равномерном вращении оси контейнера, одинаково и, следовательно, количество жгута, укладываемого на каждый виток, также одинаково, что приводит к значительному уплотнению в центре контейнера. В связи с этим угловая скорость оси контейнера должна быть переменной.

Для определения требуемого закона изменения угловой скорости контейнера определим предварительно закон распределения линейной плотности укладки $\gamma_l^{укл}$ при постоянной угловой скорости оси контейнера:

$$\gamma_l^{укл} = \frac{\gamma_l v_п \, dt}{dL} , \qquad (7.22)$$

где γ_l – линейная плотность жгута; $v_п$ – скорость подачи жгута в контейнер; dL – длина траектории, пройденная механизмом за время dt.

Зная параметрическое задание кривой укладки (7.20), можно получить

$$dL = \sqrt{(\dot{x})^2 + (\dot{y})^2} \, d\varphi .$$

Предварительно уравнение (7.20) представим в виде

$$x = -Rz \sin \eta , \quad y = -Rz \cos \eta , \qquad (7.23)$$

где $z = \sqrt{1-2A(1-A)(1-\cos\varphi)}$. Возьмем производные от (7.23):

$$\dot{x} = R(-z' \sin\eta - z\dot{\eta}\cos\eta), \quad \dot{y} = R(-z'\cos\eta + z\dot{\eta}\sin\eta),$$

откуда $\quad (\dot{x})^2 + (\dot{y})^2 = R^2 \left[(z')^2 + z^2(\eta')^2 \right].$

Для краткости записи обозначим $(z')^2 + z^2(\eta')^2 = I$. Учитывая, что $d\varphi = \omega dt$, имеем $dL = R\omega\sqrt{I}\, dt$. Подставив это выражение в уравнение (7.22), получим выражение, определяющее линейную плотность укладки:

$$\gamma_l^{укл} = \gamma_l v_п / (R\omega \sqrt{I(\varphi)}\,). \qquad (7.24)$$

Здесь $I(\varphi)$ представляет собой следующее:

$$I(\varphi) = \frac{1}{4} \frac{a_2^2 \sin^2\varphi}{a_1 + a_2\cos\varphi} + (a_1 + a_2\cos\varphi)\left(i + 1 - \frac{a_3\cos\varphi + 1}{a_3^2 + 2a_3\cos\varphi - 1}\right)^2, \qquad (7.25)$$

где $a_1 = 1-2A(1-A)$, $a_2 = 2A(1-A)$, $a_3 = (1-A)/A$. Подставляя в (7.24) $\varphi = 0 \ldots 180^0$ и параметры механизма $A = 0{,}61$, $i = 5{,}852$, $\omega = \frac{\pi}{t_к} = \frac{\pi}{45} = 0{,}0698$ рад/с, находим распределение линейной плотности по кривой укладки (рис.112). Как видно из рисунка, линейная плотность с приближением кривой укладки к центру контейнера значительно возрастает.

Считая линейную плотность $\gamma_l^{укл}$ постоянной и решая уравнение (7.24) относительно ω, получаем требуемый закон изменения угловой скорости, обеспечивающий примерное постоянство плотности укладки: $\omega = B/\sqrt{I(\varphi)}$, где $B = \gamma_l v_п / (R\,\gamma_l^{укл})$ – постоянная величина, которую можно найти, приняв плотность укладки жгута в начальный момент $\gamma_{l_0}^{укл}$ за номинальную, если подставить в (7.24)

$\varphi = 0$: $\gamma_{l_0}^{укл} = \gamma_l v_n / (R\omega_0 \sqrt{I(0)})$. Здесь ω_0 – начальная угловая скорость контейнера, $I(0)$ определяется из выражения (7.25): $I(0) = (i+1-A)^2$. Тогда $B = \omega_0 (i+1-A)$, откуда

$$\omega = \frac{\omega_0 (i+1-A)}{\sqrt{I(\varphi)}} . \qquad (7.26)$$

В результате проделанных преобразований получена зависимость (7.26) $\omega = \omega(\varphi)$, вид кривой которой совпадает с зависимостью (7.24) (рис.112); здесь $\omega_0 = 0{,}0457$ рад/с.

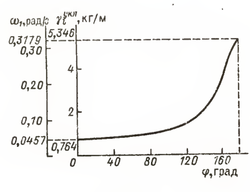


Рис.112.

Для обеспечения требуемого закона изменения угловой скорости контейнера с помощью тех или иных механизмов необходимо перейти от переменной φ к переменной t, т.е. получить зависимость $\omega = \omega(t)$. Для этого устанавливается взаимосвязь между углом поворота φ и временем t, исходя из выражения $d\varphi = \omega dt$, откуда

$$t = \int_0^{\varphi} \frac{d\varphi}{\omega} = \frac{1}{\omega_0 (i+1-A)} \int_0^{\varphi} \sqrt{I(\varphi)}\, d\varphi . \qquad (7.27)$$

Определенный интеграл (7.27) ввиду сложности подынтегральной функции в общем виде не берется, поэтому для него применяется приближенное решение при помощи формулы трапеций

$$t = \frac{1}{\omega_0 (i+1-A)} \frac{\varphi}{k} \left[\frac{1}{2} \sqrt{I(\varphi_1)} + \sqrt{I(\varphi_2)} + \ldots + \sqrt{I(\varphi_{k-1})} + \sqrt{I(\varphi_k)} \right]. \qquad (7.28)$$

где $\sqrt{I(\varphi_i)}$ – ординаты подынтегральной функции, определенные из выражения (7.25) в точках разбиения φ_i; k – число разбиений.

Полученная по формуле (7.28) зависимость $t=t(\varphi)$ в сочетании с (7.26) $\omega=\omega(\varphi)$ и дает искомую функцию $\omega=\omega(t)$. На рис. 113 представлена зависимость $\omega=\omega(t)$ (кривая a), построенная при следующих расчетных данных: $A = 0{,}61$, $i = 5{,}852$, $\gamma_l^{т} = 5680$ текс, $v_п = 25$ м/с, $\omega_0 = 45{,}7 \cdot 10^{-3}$ рад/с, $R = 0{,}455$ м.

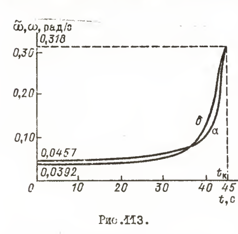


Рис.113.

Реализация данного закона движения может быть осуществлена с некоторым приближением при помощи обращаемой кулисы, установленной в приводе водила планетарного механизма. В этом случае [6] (рис.114) приводной вал двигателя *14* соединен с механизмом обращаемой кулисы, кинематически связанной с водилом *7* планетарного механизма через зубчатую пару *11*, *12* с передаточным отношением i.

Обращаемый кулисный механизм состоит из кривошипа *9* с сухариком *10*, входящим в паз кулисы *8*. Таким образом, водило *5*, а следовательно, и контейнер совершают вращение со скоростью, задаваемой кулисным механизмом *8 – 10*, т.е. имеем, что угловая скорость водила ω равна угловой скорости кулисы $\tilde{\omega}=\omega$. Эта модернизация конструкции фирмы "Уде" (см.рис.17) внедрена на Могилевском промышленном объединении "Химволокно".

Рассмотрим закон движения при применении механизма вращающейся кулисы.

Известно, что угловая скорость кулисы $\tilde{\omega}$ в зависимости от угла поворота кривошипа φ и его угловой скорости ω выражается следующим образом:

$$\tilde{\omega} = \frac{k_{к.м} \cos\varphi + 1}{k_{к.м}^2 + 1 + 2k_{к.м}^2 \cos\varphi}\,\omega_1, \qquad (7.29)$$

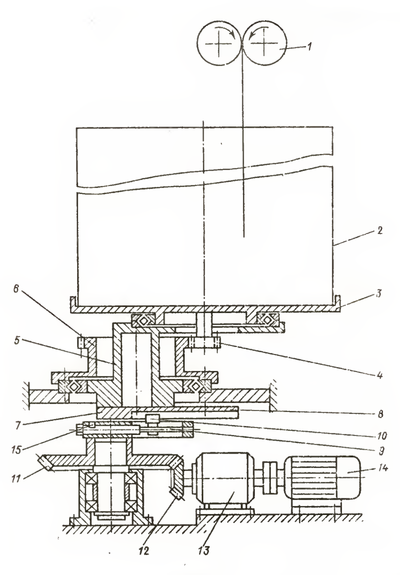


Рис.114.

где $k_{к.м} = a/r$ (см.рис.108) - отношение межосевого расстояния кривошипа и кулисы a к радиусу кривошипа r. Учитывая, что за один оборот кривошипа ось контейнера должна совершить один оборот, найдем угловую скорость кривошипа $\omega_1 = \pi/t_к$, где $t_к$ - время, за которое спираль укладки достигает максимально близкого расстояния до центра контейнера.

Параметр $k_{к.м}$, характеризующий закон изменения угловой скорости кулисы, следует определить из условия совпадения максимальной угловой скорости контейнера, определяемой по теоретическому закону (7.26) при $\varphi = \pi$, и максимальной угловой скорости кулисы, вычисляемой по (7.29) при $\varphi = \pi$:

$$\omega_{max} = \frac{\omega_0(i+1-A)}{2Ai-(i+1-A)}, \quad \tilde{\omega}_{max} = \frac{\omega_1}{1-k_{к.м}}.$$

Приравнивая эти соотношения, получаем

$$k_{к.м} = \frac{\omega_1 + \omega_0}{\omega_0} - \frac{2Ai\,\omega_1}{\omega_0(i+1-A)}.$$

Подставляя в последнее выражение параметры механизма укладки жгута машины МФ-40-ЛШ $t_к = 45$ с, $\omega_0 = 45\cdot 7\cdot 10^{-3}$ рад/с, $A = 0{,}61$, $i = 5{,}852$, находим $k_{к.м} = 0{,}7804$.

Полученная зависимость $\omega = \omega(t)$ представлена на рис.113 (кривая $б$). Из сравнения кривых $а$ и $б$ видно, что закон изменения угловой скорости, задаваемый кулисным механизмом, с достаточной степенью точности соответствует закону, обеспечивающему постоянную линейную плотность укладки жгута.

Регулировку закона движения контейнера можно осуществить изменением времени цикла поворота контейнера $t_к$ (путем изменения угловой скорости кривошипа) или изменением параметра $k_{к.м}$ путем изменения длины кривошипа r с помощью ходового винта 9 (см.рис.114).

На рис.115 представлены кривые угловой скорости кулисы-водила при разных циклах $t_к$ и параметрах $k_{к.м}$: $t_к = 40$ с (кривые $1'-4'$); $t_к = 45$ с ($1-4$); $t_к = 50$ с ($1''-4''$); $k_{к.м} = 0{,}7$ (кривые $1', 1, 1''$); $k_{к.м} = 0{,}6$ ($2', 2, 2''$); $k_{к.м} = 0{,}5$ ($3', 3, 3''$); $k_{к.м} = 0{,}45$ ($4', 4, 4''$).

Таким образом, применение кулисного механизма в приводе контейнера дает возможность получить широкий диапазон законов

изменения угловой скорости контейнера, что позволяет подобрать оптимальный закон для укладки жгута при различных условиях его приема в контейнер.

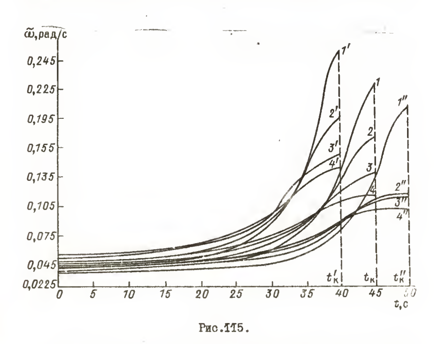


Рис.115.

Большое значение для получения качественной укладки имеет передаточное отношение i между неподвижной зубчатой шестерней 6 (рис.114) и неподвижным зубчатым колесом 4, от которого зависит как число витков спирали укладки в каждом слое, так и их смещение относительно друг друга в следующих слоях.

Обозначим $\Delta\eta$ угол смещения между началом спирали на максимальном радиусе и точкой, в которой спираль возвращается на этот радиус. Воспользовавшись выражением (7.21), находим

$$\Delta\eta = 2\pi\left(\frac{i}{2} - n\right), \qquad (7.30)$$

где n - есть целая часть $i/2$, определяющая число полных оборотов спирали.

Рассмотрим особые (критические) случаи укладки, возникающие при угле смещения $\Delta\eta = \frac{\pi}{2} k$, где k изменяется от 0 до 3 в зависимости от того, в какой четверти окружности заканчивается спираль укладки: а) $k = 0$, $\Delta\eta = 0$. Как видно из (7.30), в этом случае передаточное отношение i должно быть целым четным числом ($i = 2n$); б) $k = 2$, $\Delta\eta = \pi$. Из (7.30) получаем $0{,}5 = i/2 - n$. Представим $i/2$ в виде $n + x$, где n – целая часть $i/2$, x – дробная. Из (7.30) $i = 2n+1$; в) $k = 1$, $\Delta\eta = \pi/2$. Тогда $i/2 - n = 0{,}25$, откуда $x = 0{,}25$, т.е. $i = 2n + 0{,}5$; г) $k = 3$, $\Delta\eta = \frac{3}{2}\pi$, $i/2 - n = 0{,}75$, следовательно, $i = (2n + 1) + 0{,}5$.

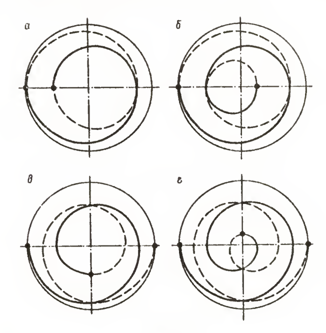


Рис.116.

Спирали укладки для каждого случая представлены на рис. 116 при одном полном обороте, т.е. при $n = 1$. В случаях *а* и *б* закручивание (раскручивание) спиралей происходит по одной и той же траектории во всех укладываемых слоях, т.е. кривая укладки

повторяется через один слой. В случаях *в* и *г* происходит закручивание (раскручивание) спирали укладки по кривым двух видов, смещенных относительно друг друга на угол π. Здесь траектория укладки повторяется через каждые три слоя.

Таким образом, при рассмотренных углах смещения происходит неравномерное заполнение плоскости, перпендикулярной оси вращения контейнера, в каждом слое. Это нарушает однородность укладки, затрудняет извлечение жгута из контейнера и ведет к неполному его заполнению. Если провести аналогию с наматыванием нити на бобину, то это соответствует жгутовой или ленточной намотке. Следовательно, для получения качественной укладки необходимо выбирать передаточное отношение так, чтобы углы смещения достаточно отличались от критических, т.е. должно выполняться условие

$$\Delta\eta = \left[\frac{\pi}{2}k + \delta\right] \ldots \left[\frac{\pi}{2}(k+1) - \delta\right], \qquad (7.31)$$

где $k = 0 \ldots 3$; δ – дополнительный угол смещения, обеспечивающий сдвиг спирали укладки от критических случаев.

Рассмотрим три значения передаточного отношения: 1) $i = \frac{158}{27} = 5{,}8518$, 2) $i = \frac{155}{30} = 5{,}1667$, 3) $i = \frac{144}{41} = 3{,}5122$.

В случае 1) имеем $i/2 = 2{,}9259$, $n = 2$, угол смещения по формуле (7.30) $\Delta\eta = 5{,}818$ рад $= 333{,}3^\circ$. Так как здесь $\Delta\eta > \frac{3}{2}\pi$, следовательно, $k = 3$, тогда из условия (7.31) по правой границе получаем $\delta_1 = 63{,}3^\circ$, по левой границе $\delta_2 = 26{,}7^\circ$. Эти параметры обеспечивают получение "сетки" укладки. Спираль достаточно равномерно заполняет всю плоскость контейнера.

В случае 2) имеем $i/2 = 2{,}5833$, $n = 2$, $\Delta\eta = 3{,}665$ рад $= 209{,}9^\circ$, $\pi < \Delta\eta < (3/2)\pi$, $\delta_1 = 29{,}9^\circ$, $\delta_2 = 60{,}2^\circ$. Вид получаемой в этом случае "сетки" аналогичен случаю 1).

В случае 3) значение $i/2 = 1{,}7561$, $n = 1$, $\Delta\eta = 4{,}751$ рад $= 272{,}2^\circ$, $\Delta\eta > (3/2)\pi$, откуда $k = 3$, $\delta_1 = 2{,}2^\circ$, $\delta_2 = 87{,}8^\circ$. При этом происходит практически наложение витков спирали через каждые три слоя укладки, т.е. сдвиг укладываемого витка недостаточный. Случай 3) близок к критическому (рис.116,*в*), что ведет к нарушению равноплотности укладки.

Из анализа полученных "сеток" можно сделать вывод, что для обеспечения оптимальной укладки наименьший дополнительный угол смещения должен быть около 20°, т.е. $\delta = \pi/9$. Подставляя принятое значение δ в (7.31) и затем в (7.30) и сокращая на π, получаем

$$i = 2n + \left[\left(\frac{k}{2} + \frac{1}{9}\right) \ldots \left(\frac{k+1}{2} - \frac{1}{9}\right)\right].$$

Эта формула определяет искомый интервал варьирования передаточного отношения в зависимости от параметров n и k, где n – требуемое число полных оборотов спирали укладки, $k = 0 \ldots 3$ в зависимости от угла смещения $\Delta\eta$.

Учитывая, что для обеспечения максимальной длины спирали укладки угол смещения $\Delta\eta$ должен быть больше $(3/2)\pi$, имеем $k = 3$. Тогда получаем $i = 2n + (1{,}611 \ldots 1{,}889)$. Так, например, при $n = 2$ передаточное отношение должно лежать в пределах от 5,611 до 5,889. В механизме на рис.114 $i = 5{,}8518$ лежит в полученном интервале и, следовательно, обеспечивает качественный процесс укладки.

Указатель литературы

1. А.с. 308108 СССР, МКИ В65 54/36 Раскладчик /В.В.Некрасов, Е.З.Регельман, И.П.Гарусов. Заявл.13.04.71, опубл.13.04.71.

2. А.с. 483327 СССР, МКИ В65 54/30 Устройство для раскладки нити /Е.З.Регельман, В.В.Некрасов. Заявл. 03.01.74 №1983205/ /28-12, опубл. 05.09.75.

3. А.с. 499200 СССР, МКИ В65Н54/80; 54/80 Устройство для зигзагообразной укладки жгута в контейнер /Е.З.Регельман, О.В. Пономарев, С.Д.Левина, А.М.Миронов. Заявл. 29.03.74 №2009031 / /28-12, опубл. 15.01.76.

4. А.с. 549396 СССР, МКИ В65Н54/80 Устройство для зигзагообразной укладки жгута в контейнер /Е.З.Регельман, О.В.Пономарев, В.Я.Стрельцов, Л.М.Зельдин, С.Д.Левина. Заявл. 05.03.76 №2332038/12, опубл.05.03.77.

5. А.с. 740671 СССР, МКИ В65Н59/38 Устройство регулирования натяжения нити при намотке /В.А.Гольдин, А.С.Северин, Е.З. Регельман, В.А.Абрамян, С.Д.Левина. Заявл. 06.01.78 №2565733 / /28-12, опубл.15.06.80.

6. А.с. 829529 СССР, МКИ В65Н54/78 Устройство для укладки жгута в контейнер /Е.З.Регельман, В.К.Сурков, О.В.Пономарев, А.Э.Кацман, В.В.Ерохин. Заявл. 08.01.79 № 2710316/28-12, опубл. 15.05.81.

7. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М., 1972.

8. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л., 1976.

9. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. Л., 1968.

10. Ефремов Е.Д. О движении точки наматывания по образующей цилиндрической бобины // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. 1968. № 2.

11. Заявка 2540148 ФРГ, МКИ В65Н54/80 01 7/00 Устройство для укладки жгутов в таз. Заявл. 09.09.75, опубл. 17.03.77.

12. Заявка 2553866 ФРГ, МКИ В65Н54/76 01 7/00 Устройство для укладки жгута. Заявл. 29.11.75, опубл.08.06.77.

13. Заявка 2747706 ФРГ, МКИ В65Н54/80 Устройство для выкладывания в таз кабеля, состоящего из большого числа нитей. Заявл. 20.04.79, опубл. 27.05.81.

14. Заявка 2825183 ФРГ, МКИ В65Н54/40 Устройство для наматывания нити. Заявл. 08.06.78, опубл.20.12.79.

15. Заявка 2840664 ФРГ, МКИ В65Н54/76 Способ и устройство для укладки движущихся волокон или филаментных жгутов. Заявл. 19.09.78, опубл. 03.04.80.

16. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. Л., 1977.

17. Козлов В.Н., Рокотов Н.В. Методика расчета расстояния от точки набегания нити на паковку до глазка нитераскладчика // Оборудование для прядильного производства и производства химических волокон. 1981. Вып.11. Центр.науч.-исслед.ин-т техн.экон. исслед.легк. и пищ.машиностроения.

18. Коритысский Я.И. Динамика упругих систем текстильных машин. М., 1982.

19. Минаков А.П. Основы теории наматывания и сматывания нити // Текстильная промышленность. 1944. № 10. С.11-16, № 11, № 12. С.10-18.

20. Михалев М.Ф., Третьяков Н.П., Мильченко А.И., Зобнин В.В., Голубев Г.А., Зельдин Л.М. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Л., 1984.

21. Патент 3797767 США, МКИ В65 54/30 Устройство для крестовой мотки / ФРГ. Заявл. 09.08.71 № 170009, опубл. 19.03.74.

22. Патент 53-22178 Япония, МКИ В65Н54/28 Нитераскладчик. Заявл. 01.05.64 № 41-8916, опубл. 07.07.78.

23. Прошков А.Ф. Расчет и проектирование машин для производства химических волокон. М., 1982.

24. Расчет и конструирование машин прядильного производства /А.И.Макаров, А.Г.Севостьянов, А.Ф.Прошков и др. М., 1963.

25. Регельман Е.З. Критические скорости и самоцентрирование бобинодержателя стеклопрядильного агрегата // Технология текстильной промышленности. 1959. № 1.

26. Регельман Е.З. Машины для формования химических и минеральных волокон. Л., 1972.

27. Регельман Е.З., Жданов А.С. Усовершенствование цепного раскладчика нити //Технология текстильной промышленности. 1975. № 4.

28. Регельман Е.З., Жданов А.С. Силовой анализ раскладочного механизма //Технология текстильной промышленности. 1977. №1.

29. Регельман Е.З., Рокотов Н.В. Кинематические исследования раскладчика нити с поворотным нитеводителем // Технология текстильной промышленности. 1985. № 3.

30. Рокотов Н.В., Регельман Е.З. Моделирование неравномерности массы нити в слое паковки / Технология текстильной промышленности. 1985. № 6.

31. Рокотов Н.В., Регельман Е.З. Исследование эффективности работы механизмов, устраняющих жгутообразование // Технология текстильной промышленности. 1986. № 1.

32. Рокотов Н.В., Регельман Е.З., Козлов В.Н., Тупиченков Е.А. Определение деформации нити в процессе транспортирования между питающим и приемным устройствами // Химические волокна. 1980. № 1.

33. Сурков В.К., Регельман Е.З. Определение закона движения контейнера, необходимого для получения равноплотной укладки жгута // Технология текстильной промышленности. 1979. № 2.

34. Crable P.J. Yarn tension in positive-feed systems // J.Text.Inst.Trans. 1964. Vol. 55, N 10.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Ефим Захарович Регельман
Николай Викторович Рокотов

ПРИЕМНЫЕ МЕХАНИЗМЫ МАШИН
ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ХИМИЧЕСКИХ ВОЛОКОН

Редактор Т.Ф.Шпагина
Художественный редактор С.В.Алексеев
Обложка художника В.В.Пожидаева
Технический редактор Г.М.Матвеева
Корректоры Е.К.Терентьева, Н.В.Субботина

ИБ № 2842

1 р. 80 к.